



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

“ARAGON”

PROYECTO PARA LA CONSTRUCCION  
DE UN TABLERO DIDACTICO PARA LA  
ENSEÑANZA DE LA HIDRAULICA  
DE POTENCIA

T E S I S

Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Presenta:

**ABRAHAM EDUARDO VELAZQUEZ GUZMAN**

Director: Ing. Everardo Esquivel Sánchez

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

San Juan de Aragón, Edo. de Méx.

1994



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVENIDA II  
MEXICO

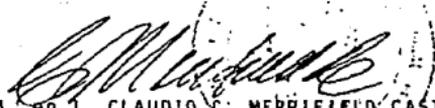
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES  
ARAGÓN  
DIRECCION

ABRAHAM ECUARDO VELAZQUEZ GUZMAN  
P R E S E N T E .

En contestación a su solicitud de fecha 23 de agosto del año en curso, relativa a la autorización que se le debe conceder para que el señor profesor, Ing. EVERARDO ESQUIVEL SANCHEZ, pueda dirigirle el trabajo de Tesis denominado "PROYECTO PARA LA CONSTRUCCION DE UN TABLERO DIDACTICO PARA LA ENSEÑANZA DE LA HIDRAULICA DE POTENCIA.", con fundamento en el punto 6 y siguientes del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Aprovecho la ocasión para reiterarle mi distinguida consideración.

ATENTAMENTE  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
San Juan de Aragón, Edo. de Méx., Sept. 20, 1953.  
EL DIRECTOR

  
M. en I. CLAUDIO C. MERRIFIELD CASTRO

C.c.p. Lic. Alberto Ibarra Rosas.- Jefe de la Unidad Académica.  
C.c.p. Ing. Federique Jauregui Renaud.- Jefe de Carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica.  
C.c.p. Ing. Everardo Esquivel Sánchez.- Asesor de Tesis.

CCMC\*AIR\*ecm.

**A**

**ALICIA**

**Y**

**A SU FE EN MI**

**A mis padres:**

**Abraham G. Velázquez  
Judith G. Guzmán**

**POR DARME LA OPORTUNIDAD DE VIVIR**

**A mis hermanos:**

**Ana Judith  
Sandra Angelica  
Alejandro**

**POR SU APOYO**

**A mis maestros**

**Mi reconocimiento y gratitud por su orientación y ayuda en la elaboración y  
revisión del presente trabajo.**

**Ing. Everardo esquivel sanchez  
M. en C. Marco Antonio Barrios Vargas  
Ing. Juan José Martínez Cosgalla  
Ing. Ismael Huitron Marquez  
Ing. Cinar Nuñez Orozco**

**A mi Escuela**

**A mis compañeros y amigos de generación**

# PROYECTO PARA LA CONSTRUCCION DE UN TABLERO DIDACTICO PARA LA ENSEÑANZA DE LA HIDRAULICA DE POTENCIA

<b>1</b>	<b>INTRODUCCION</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE LA HIDRAULICA</b>	<b>5</b>
2.1	Hidráulica	5
2.2	Densidad	5
2.3	Presión	6
2.4	Caudal	6
2.5	Fluido	6
2.6	Viscosidad	7
2.7	Número de Reynolds	9
2.8	Principio de Pascal	11
2.9	Ecuación de continuidad	13
2.10	Teorema de Bernoulli	14
2.11	Unidades fundamentales	18
<b>3</b>	<b>ELEMENTOS DE LA HIDRAULICA DE POTENCIA</b>	<b>23</b>
3.1	Bombas	23
3.1.1	de engranes	25
3.1.1.1	externos	26
3.1.1.2	internos	28
3.1.2	de rotor	29
3.1.3	de paletas	30
3.1.3.1	equilibradas	31
3.1.3.2	sin equilibrar	32
3.1.3.3	de caudal variable	34
3.1.4	de pistones	35
3.1.4.1	axiales	37
3.1.4.1.1	en línea	38
3.1.4.1.2	con eje inclinado	40
3.1.4.2	radiales	41
3.1.5	rendimiento, potencia y caudal de una bomba	43
3.2	Actuadores hidráulicos	47
3.2.1	actuadores lineales (cilindros)	47
3.2.1.1	simple efecto	48
3.2.1.2	doble efecto	50
3.2.1.3	multiplicador de presión	51
3.2.1.4	telescópico	52
3.2.2	actuadores rotatorios (motores)	54
3.2.2.1	de engranes	55
3.2.2.2	de paletas	58
3.2.2.3	de pistones	59

3.3	Válvulas hidráulicas	63
3.3.1	válvulas para regular la presión	63
3.3.1.1	válvula de alivio (limitadora de presión)	64
3.3.1.2	válvula de descarga	66
3.3.1.3	válvula de secuencia	68
3.3.1.4	válvula reductora de presión	69
3.3.1.5	válvula de contrabalance	70
3.3.2	válvulas direccionales	71
3.3.2.1	válvulas de retención	71
3.3.2.2	válvula direccional con émbolo de distribución o carrete	73
3.3.3	válvulas reguladoras de caudal	77
3.3.3.1	válvulas compensadas por presión	77
3.3.3.2	válvulas de estrangulamiento	81
3.4	Líneas de distribución	82
3.4.1	tuberías metálicas	82
3.4.2	mangueras	87
3.4.3	instalación de tuberías y mangueras	89
3.4.4	criterio para la elección del tamaño y longitud de la línea	90
3.4.5	pérdidas de presión	92
3.5	Líquidos hidráulicos	99
3.5.1	clasificación de los líquidos hidráulicos	99
3.5.2	propiedades de los líquidos hidráulicos	102
3.5.2.1	viscosidad	102
3.5.2.2	reducción de la fricción	103
3.5.2.3	resistencia a la oxidación	104
3.5.2.4	resistencia a formar espuma	105
3.5.2.5	demulsibilidad	105
3.6	Filtración de líquidos hidráulicos	107
3.6.1	filtros de descarga	109
3.6.2	filtros de aspiración	110
3.6.3	filtros de presión	111
3.6.4	ubicación de los filtros	111
3.7	Símbolos hidráulicos	116

<b>4</b>	<b>DISEÑO DEL TABLERO DIDACTICO</b>	<b>123</b>
----------	-------------------------------------	------------

4.1	Circuitos básicos	124
4.2	Partes componentes del tablero didáctico	132
4.2.1	partes componentes de la unidad de potencia	132
4.2.2	partes componentes de la unidad didáctica	133
4.2.3	distribución de la unidad didáctica	134
4.3	Diseño de la unidad de potencia	135
4.4	Cálculo de la tubería	143
4.5	Gabinete	147
4.6	Especificaciones técnicas y condiciones de operación	149

<b>5 COSTOS</b>	<b>150</b>
-----------------	------------

<b>6 CONCLUSIONES</b>	<b>159</b>
-----------------------	------------

<b>Apéndice A</b>	<b>162</b>
<b>Definición de terminos técnicos</b>	<b>165</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>168</b>

# CAPITULO 1

## INTRODUCCION

## INTRODUCCION

La creciente necesidad de producir en serie y el pertenecer a un tratado de libre comercio con países como Canadá y los Estados Unidos, exigirá a las empresas mexicanas ser competitivas tanto en calidad como en precio.

La libre competencia deberá afrontarse a través de la modernización y adaptación de los equipos y procesos de producción mediante las técnicas más avanzadas de automatización.

La hidráulica de potencia es una herramienta importante que permite la automatización de ciertos procesos productivos en donde sea necesario mover grandes cargas, obtener altas presiones, realizar operaciones de sujeción de piezas o herramientas como en el caso de las máquinas de control numérico o en donde la utilización de otro tipo de tecnología ofrezca menores dividendos que los que pudiera ofrecer la potencia fluida.

La aplicación industrial de la potencia fluida es tan universal que casi todas las industrias cuentan por lo menos con un proceso o una operación en donde este involucrada la hidráulica, ya sea en forma individual o en combinación con otro tipo de tecnología como la electrónica, la electricidad, la neumática, la mecánica, etc., lograndose así, sistemas híbridos que permitan obtener mejores resultados.

La hidráulica tiene principalmente los siguientes campos de aplicación:

- \*Todo tipo de máquinas de producción y montaje.
- \*Equipos de elevación y transporte.
- \*Prensas.
- \*Máquinas para moldear por inyección.
- \*Laminadoras
- \*Máquinas para la construcción.
- \*Máquinas para la agricultura.

En la hidráulica de potencia, la fuerza es transmitida a través de un líquido que por ser prácticamente incompresible, permite obtener sistemas mecánicamente rígidos que pueden diseñarse para mover cargas enormes.

La hidráulica de potencia respecto a otras tecnologías capaces de generar fuerzas, movimientos y señales, tales como la electricidad, la mecánica o la neumática, cuenta con las siguientes ventajas:

- a) Transmisión de fuerzas considerables con elementos de pequeñas dimensiones, lo que significa un elevado rendimiento.
- b) Posicionamiento exacto.
- c) Arranque desde cero con carga máxima.
- d) Movimientos homogéneos e independientes de la carga, ya que los fluidos apenas se comprimen y porque pueden utilizarse válvulas reguladoras compensadas por presión.

e) Trabajos y conmutaciones suaves.

f) Buenas características de mando y regulación.

No obstante, la hidráulica ofrece las siguientes desventajas en comparación con las demás tecnologías:

a) Contaminación del entorno por fugas de aceite (peligro de incendio y de accidentes)

b) Sensibilidad a la suciedad.

c) Peligro ocasionado por altas presiones (chorros cortantes).

d) Dependencia de la temperatura (cambios en la viscosidad).

Sin embargo, estas desventajas pueden ser minimizadas e incluso eliminadas, ya que la contaminación del entorno y el peligro ocasionado por las altas presiones, pueden ser eliminados con adecuados sistemas de mantenimiento. La sensibilidad a la suciedad y la dependencia de la temperatura se eliminan con adecuados sistemas de filtrado y refrigeración respectivamente.

Debido a sus diferentes campos de aplicación, la hidráulica de potencia juega un papel muy importante en la industria, por lo que su enseñanza requiere del mayor número de medios posibles para obtener los mejores resultados.

El contar con un tablero didáctico para la enseñanza de esta rama de la ingeniería, propiciará la obtención de profesionistas más calificados, que contarán con un punto de vista más objetivo sobre esta rama de la ingeniería.

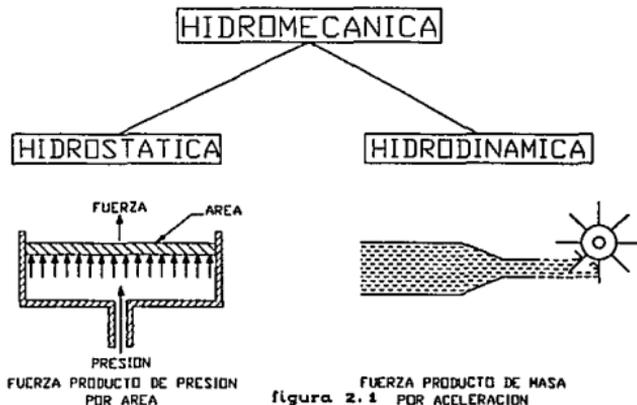
# **CAPITULO 2**

## **CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE LA HIDRAULICA**

## 2 CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

### 2.1 HIDRAULICA:

La hidraulica es la ciencia de las fuerzas y movimientos transmitidos por líquidos. La hidraulica es parte de la hidromecánica. La hidromecánica se clasifica en:



### 2.2 DENSIDAD:

**Densidad.**—La densidad de un material homogéneo se define como su masa por unidad de volumen y es representada generalmente por la letra griega  $\rho$  (rho).

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \text{donde: } m = \text{masa}$$

$v = \text{volumen}$

**Densidad específica** de una substancia es la razón de su densidad respecto a la del agua que es de  $1000 \text{ kg/cm}^3$

$$\delta = \frac{\text{densidad del cuerpo}}{\text{densidad del agua}}$$

## 2.3 PRESION

Presión es la fuerza ejercida por unidad de superficie, es decir,  $P = \frac{\text{fuerza normal a una superficie}}{\text{area de la superficie sobre la que la fuerza se distribuye}} = \frac{F}{S}$

así como la presión debida a una columna de algún fluido de altura  $h$  y densidad  $\rho$  es:

$P = \rho gh$  donde  $g$  = aceleración de la gravedad.

## 2.4 CAUDAL

El caudal volumetrico es el volumen del liquido que fluye a través de un tubo en un tiempo definido.

En la hidráulica, el caudal se define por la letra  $Q$  para el que son válidas las siguientes fórmulas:

$$Q = \frac{V}{t}$$

$V$  = Volumen

$t$  = tiempo

$Q$  = Caudal volumetrico

$$Q = Av$$

$A$  = Area de la sección  
del tubo

$v$  = velocidad de flujo

## 2.5 FLUIDO.

Se llaman fluidos los cuerpos cuyas moléculas por gozar de gran movilidad permiten que éstos se adapten completamente a la forma del recipiente que los contiene; según su estado físico los fluidos pueden ser clasificados como gases y líquidos, los primeros poseen un elevado grado de

compresibilidad mientras que los segundos muy poca y para fines prácticos se considera que tienen compresibilidad nula.

Un líquido es infinitamente flexible, y no obstante, tan resistente como el acero. Puede rápidamente cambiar su forma, puede ser dividido en partes para realizar trabajo en diferentes lugares, puede moverse despacio en un lugar y rápido en otro, y puede transmitir una fuerza en cualquiera o en todas direcciones.

## 2.ª VISCOSIDAD

La viscosidad es la propiedad simple más importante de un aceite desde el punto de vista de su aplicación en los sistemas de potencia fluida industrial. La viscosidad se puede definir como el índice de resistencia que ofrecen las moléculas de los líquidos a deslizarse unas sobre otras.

La viscosidad absoluta está basada en la proposición hipotética de Newton, de que existe un factor de proporcionalidad entre el esfuerzo de corte entre láminas adyacentes de un fluido y la rapidez de un corte en la dirección perpendicular al movimiento, esto es:

$$\mu = \frac{\text{esfuerzo de corte}}{\text{velocidad de corte}}$$

La unidad de viscosidad absoluta es el poise en honor al científico francés Poiseville.

Cuando se dice que un fluido tiene una viscosidad absoluta de un poise, se quiere decir que una fuerza de una

dina sobre centímetro cuadrado, moverá una lámina de fluido a la rapidez de un centímetro por segundo, en relación con otra capa separada de ella un centímetro. Un centésimo de poise, es llamado *centipoise*.

La viscosidad cinemática  $\nu$  puede definirse como la relación de la viscosidad absoluta de un aceite a su densidad. Las dimensiones de la viscosidad cinemática están expresadas como área por unidad de tiempo. La unidad común de viscosidad cinemática es el stoke, que es un centímetro cuadrado por segundo. Un centésimo de stoke se llama *centistoke*. Como la densidad en el sistema métrico es numéricamente igual al peso específico, la siguiente ecuación nos relaciona la viscosidad cinemática en stokes y la viscosidad absoluta en poises:

$$\nu = \frac{\mu}{S} \quad \text{donde } S = \text{peso específico.}$$

La viscosidad de un aceite es medida generalmente en el viscosímetro Universal Saybolt y se reporta en términos de Segundos Universal Saybolt (SSU). La viscosidad de un aceite expresada en unidades SSU, puede convertirse a viscosidad cinemática en centistokes, mediante las siguientes ecuaciones:

$$\nu = 0.226t - \frac{195}{t} \quad \text{para } t < 100 \text{ seg.}$$

$$\nu = 0.220t - \frac{135}{t} \quad \text{para } t > 100 \text{ seg.}$$

donde  $t = \text{SSU}$

## COMPARACION APROXIMADA DE VISCOSIDADES

VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE		CLASE DE VISCOSIDAD		
Cs a 40° C	SSU a 100° F	ASTM	AGMA	ISO
15	72 - 83	75		15
22	97 - 110	105		22
32	130 - 165	150		32
46	190 - 235	215	1	46
68	284 - 347	315	2	68
100	417 - 510	465	3	100
150	620 - 765	700	4	150
220	918 - 1122	1000	5	220
320	1395 - 1681	1500	6	320
460	1910 - 2340	2150	7	460
680	2837 - 3467	3150	8	680
1000	4171 - 5098	4650	9A	1000
1500	6257 - 7648	7000		1500

Cs = centistokes

SSU= Segundos universal Saybolt

tabla 2.1

Cabe mencionar que la viscosidad de cualquier aceite es inversamente proporcional a la temperatura, es decir, a mayor temperatura tendremos menor viscosidad y viceversa.

Se considera fluido ideal aquel en cuyo interior las moléculas se deslizan unas sobre otras sin roce interior, es decir, que su viscosidad es nula.

## 2.7 NUMERO DE REYNOLDS

Osborne Reynolds probó en 1883 que existen dos formas básicamente diferentes de flujo, que son el flujo laminar y el flujo turbulento. El flujo laminar es aquel en que las

partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias suaves en laminas o capas, con una capa deslizándose suavemente sobre otra adyacente. El flujo turbulento es aquel en que las partículas del fluido se mueven en trayectorias irregulares, la turbulencia establece mayores esfuerzos cortantes en todo el fluido causando mayores pérdidas.

Cuando la velocidad de un fluido que se mueve dentro de un tubo sobrepasa un determinado valor crítico, el cual depende de las propiedades del fluido y del diámetro del tubo, el fluido pasa de flujo laminar a flujo turbulento. El número de Reynolds ( $N_R$ ) puede usarse como criterio para determinar si el flujo en cualquier fluido se comporta en forma laminar o en forma turbulenta, el número de Reynolds se puede calcular con las siguientes fórmulas:

$$N_R = \frac{UD}{\mu} \rho = \frac{UD}{\nu}$$

para cálculos en problemas de potencia fluida es válida la siguiente expresión:

$$N_R = 7740 \frac{UD}{\nu} = 3160 \frac{Q}{D\nu}$$

donde:  $U$  = velocidad del fluido  
 $D$  = diámetro del área del flujo  
 $\nu$  = viscosidad cinemática, en centistokes  
 $Q$  = gasto

En la práctica se utilizan los siguientes valores empíricos de velocidad para mantener el flujo en régimen laminar:

## VELOCIDAD RECOMENDADA

TIPO DE LINEA	VELOCIDAD (m/s)	PRESION LIMITE (bars)
SUCCION	0.6 - 1.2	
DESCARGA	2.2 - 4.5	
PRESION	4.0	50
	4.5	100
	5.0	150
	5.5	200
	6.0	300

Tabla 2.2

El número de Reynolds es adimensional por lo que cualquier juego de unidades de las diferentes variables que produzcan un número sin dimensiones pueden usarse.

Datos experimentales han demostrado que cuando el  $N_r$  es menor que 2000 el régimen es laminar, mientras que si el  $N_r$  es mayor que 3000 el régimen es turbulento. En la zona de transición entre 2000 y 3000, el régimen es inestable y puede pasar de un tipo a otro dependiendo de la rugosidad del tubo, de disturbios iniciales y de las condiciones de entrada.

## 2.º PRINCIPIO DE PASCAL.

El principio fundamental de la hidráulica es el establecido en 1653 por el científico francés Blaise Pascal el cual establece "que la presión aplicada a un fluido en reposo se transmite sin disminución a cada punto del fluido y a las paredes del recipiente que lo contiene". figura 2.2.

En este principio se basa el funcionamiento de la prensa hidráulica. figura 2.2

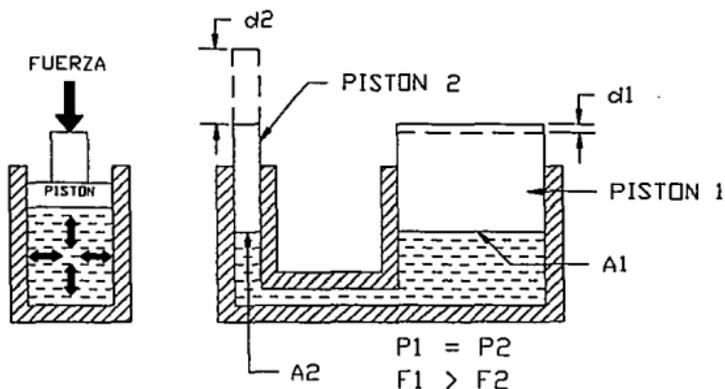


figura 2.2

Debido a que los fluidos son prácticamente incompresibles, las fuerzas mecánicas pueden ser transmitidas, multiplicadas o controladas por medio de los fluidos hidráulicos bajo presión.

El principio de Pascal desprecia las pérdidas por fricción debido a que se trata de fluidos estáticos, pero cuando un líquido corre por un circuito hidráulico, hay fricción y por lo tanto calor, es decir, que parte de la energía transferida se pierde en forma de energía calorífica.

Uno de los principios fundamentales de la física es el principio de la conservación de la energía el cual nos indica que la energía suministrada por el exterior es igual a la variación de la energía cinética, más la variación de la energía potencial, más la energía convertida en calor, es decir, la energía no se crea ni se destruye si no únicamente se transforma.

A efecto de analizar un sistema hidráulico desde el punto de vista de energía, dos ecuaciones son de suma importancia. La primera es la ecuación de continuidad, que está basada en la suposición de que la masa del fluido pasado por cualquier sección transversal, debe de ser constante. La segunda es una ecuación basada en el teorema de Bernoulli, de conservación de la energía.

## 2. P ECUACION DE CONTINUIDAD.

La ecuación de continuidad es una expresión matemática del hecho de que la velocidad neta del flujo de masa por unidad de tiempo hacia el interior, a través de cualquier superficie cerrada, es igual al aumento de masa por unidad de tiempo dentro de la superficie. fig 2.3.

Para un fluido incompresible la ecuación toma la forma siguiente:

$$\rho = \frac{\text{masa}}{\text{volumen}} = \frac{m}{v} \quad \text{por lo tanto}$$

$$m = \rho v$$

de la figura . el volumen  $v = AV\Delta t$

$m = \rho AV\Delta t$  y como el fluido es incompresible

$$\rho A_1 V_1 \Delta t = \rho A_2 V_2 \Delta t$$

como la densidad  $\rho$  y el incremento de tiempo  $\Delta t$  son iguales en ambos puntos la ecuación se reduce a:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2$$

donde:  $A_1$  = área de la sección transversal en el punto 1  
 $A_2$  = área de la sección transversal en el punto 2  
 $V_1$  = velocidad del fluido en el punto 1  
 $V_2$  = velocidad del fluido en el punto 2  
 $\rho$  = densidad del fluido  
 $\Delta t$  = incremento de tiempo

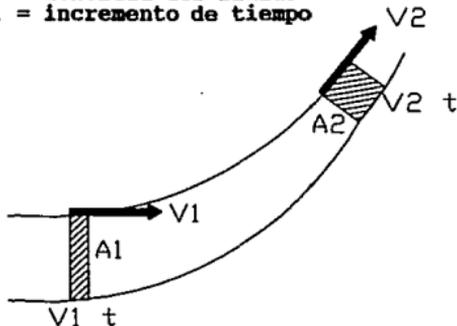


figura 2. 9

## 2.10 TEOREMA DE BERNOULLI

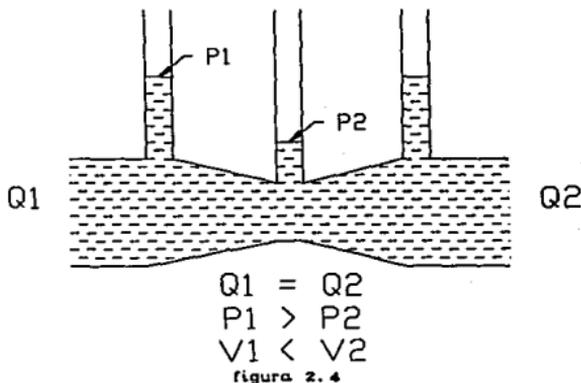
El teorema de Bernoulli se reduce a la siguiente ecuación:

$$P + \rho gh + \frac{1}{2} \rho V^2 = \text{constante}$$

suponiendo que la altura no varía, no existirá variación de energía potencial gravitacional y la ecuación se reducirá a la siguiente forma:

$$P + \frac{1}{2} \rho V^2 = \text{constante}$$

Esto es; si la densidad  $\rho$  del fluido es constante, cuando la velocidad  $V$  aumente la presión  $P$  disminuye y viceversa esto se ve mas claramente en la figura 2.4.



En el estudio de la hidraulica hallamos energía en tres formas:

- a) Energía potencial o energía de presión.
- b) Energía calorífica.
- c) Energía cinética o de movimiento.

La energía aportada o de entra de un sistema hidraulico se define como energía potencial o de presión del sistema. Para realizar un trabajo en el sistema debemos tener energía de movimiento o cinética y por consecuencia de ésta última, obtendremos energía calorífica.

El paso de energía potencial a energía calorífica, es generalmente el más fácil de identificar. El movimiento de un líquido a través de un tubo, manguera o cualquier otro

componente hidraulico, creará fricción entre el líquido y el medio de conducción. Esta fricción es una resistencia y se manifestará como calor, por lo que la disminución de energía potencial es el resultado de una transferencia de esta última a energía calorífica.

Los problemas mas comunes que producen la transformación de energía potencial a energía calorífica en los sistemas hidraulicos son:

- a) Líneas de excesiva longitud.
- b) Líneas de área inadecuada.
- c) Abundancia de codos agudos y accesorios en escuadra.
- d) Tamaños inadecuados de válvulas reguladoras y auxiliares.
- e) Líneas apretadas o aplastadas, debido a instalación descuidada.

Las pérdidas de energía potencial debidas a la conversión de esta última a energía cinética, aumentarán proporcionalmente conforme la velocidad del líquido aumente.

Los siguientes factores pueden causar aumentos de la velocidad en un sistema hidraulico:

- a) Línea de área inadecuada.
- b) Tamaño impropio de las válvulas de control.
- c) Aberturas inadecuadas de los orificios en cilindros y motores.
- d) Líneas apretadas o aplastadas
- e) Restricción causada por los dispositivos.

La figura 2.5 ilustra el efecto de la fricción bajo presión. Como la presión es el resultado de la resistencia al flujo, la presión en el punto B es cero. Entonces el flujo desde el punto C al punto B tendrá como resultado una caída de presión.

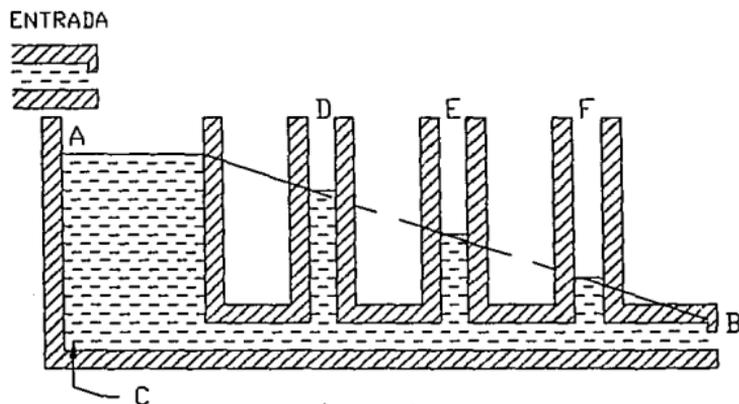


figura 2.5

La energía potencial en el punto C se disipa completamente en el movimiento del fluido al punto B. Esta energía potencial ha sido convertida en energía calorífica, producida por la fricción del fluido en movimiento.

La altura del fluido en los tubos D, E y F ilustra la acción de la fricción en producir una caída de presión la cual, en un fluido en movimiento tiende a aumentar tanto como la distancia desde la fuente de presión aumente.

## 2. 11 UNIDADES FUNDAMENTALES.

Tres son los sistemas de unidades fundamentales empleados en el estudio de los sistemas hidráulicos de potencia, estos son:

- a) Sistema F.P.S. cuyas unidades son: Fuerza, longitud, y tiempo; expresando la fuerza en libras, la longitud en pies y el tiempo en segundos
- b) Sistema M.K.S. cuyas unidades son: Fuerza, longitud y tiempo; expresando la fuerza en kilogramos, la longitud en metros y el tiempo en segundos.
- c) Sistema C.G.S. cuyas unidades son: Fuerza, longitud, y tiempo; expresando la fuerza en gramos, la longitud en centimetros y el tiempo en segundos.

## LONGITUD

	cm	m	km	plg	ft
1 cm	1	$10^{-2}$	$10^{-5}$	0.3937	$3.28 \times 10^{-2}$
1 m	100	1	$10^{-3}$	39.370	3.281
1 plg	2.54	$2.54 \times 10^{-2}$	$2.54 \times 10^{-5}$	1	$8.33 \times 10^{-2}$
1 ft	30.48	0.3048	$3.048 \times 10^{-4}$	12	1

Tabla 2.3

## VOLUMEN

	m <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	litro	ft <sup>3</sup>	plg <sup>3</sup>
1 m <sup>3</sup>	1	$10^{+6}$	1000	35.319	$6.102 \times 10^{+4}$
1 cm <sup>3</sup>	$10^{-6}$	1	$10^{-3}$	$3.531 \times 10^{-5}$	$6.102 \times 10^{-2}$
1 litro	$10^{-3}$	$10^{+3}$	1	$3.531 \times 10^{-2}$	61.02
1 ft <sup>3</sup>	$2.832 \times 10^{-2}$	$2.832 \times 10^{-4}$	28.32	1	1728
1 plg <sup>3</sup>	$1.639 \times 10^{-5}$	16.39	$1.639 \times 10^{-2}$	$5.787 \times 10^{-4}$	1
1 gal	$3.783 \times 10^{-3}$	3785	3.785	0.1337	231

Tabla 2.4

### MASA

	gr	kg	lb
1 gr	1	0.001	$2.205 \times 10^{-3}$
1 kg	1000	1	2.205
1 lb	453.6	0.4536	1

Tabla 2.5

### VELOCIDAD LINEAL

	ft/seg	km/hr	m/seg	cm/seg
1 ft/seg	1	1.097	0.3048	30.48
1 km/hr	0.9113	1	0.2778	27.78
1 m/seg	3.281	3.6	1	100
1 cm/seg	$3.281 \times 10^{-2}$	$3.6 \times 10^{-2}$	0.01	1

Tabla 2.6

## FUERZA

	Dina	Newton	lbf	grf	kgf
1 Dina	1	$10^{-5}$	$2.248 \times 10^{-6}$	$1.02 \times 10^{-3}$	$1.02 \times 10^{-6}$
1 N	$10^{+5}$	1	0.2248	102	0.120
1 lbf	$4.448 \times 10^{+5}$	4.448	1	453.6	0.4536
1 grf	980.7	$9.807 \times 10^{-3}$	$2.205 \times 10^{-3}$	1	0.001
1 kgf	$9.807 \times 10^{+5}$	9.807	2.205	1000	1

Tabla 2.7

## PRESION

	kg/cm <sup>2</sup>	lb/plg <sup>2</sup>	lb/ft <sup>2</sup>	bar
1 kg/cm <sup>2</sup>	1	14.22	2048.5	0.980
1 lb/plg <sup>2</sup>	0.07030	1	144	0.0689
1 lb/ft <sup>2</sup>	$4.883 \times 10^{-4}$	$6.945 \times 10^{-3}$	1	$4.78 \times 10^{-4}$
1 bar	1.020	14.51	2092	1

Tabla 2.8

## CAUDAL

	m <sup>3</sup> /seg	m <sup>3</sup> /min	l/seg	l/min
1 m <sup>3</sup> /seg	1	60	10 +3	6 x10 +4
1 m <sup>3</sup> /min	1.667 x10 -2	1	16.67	10 +3
1 l/seg	10 -3	0.06	1	60
1 l/min	1.667 x10 -5	10 -3	1.667 x10 -2	1

Tabla 2.9

1 bar = 10 +6 dinas/cm<sup>2</sup> (barias)

1 bar = 10 +5 newton/m<sup>2</sup> (pascal)

1 HP = 1.0139 CV

1 HP = 746 W

1 HP = 75.75 kgm/seg

1 CV = 736 W

# CAPITULO 3

## ELEMENTOS DE LA HIDRAULICA DE POTENCIA

### 3 ELEMENTOS DE LA HIDRAULICA DE POTENCIA.

#### 3.1 BOMBAS.

La bomba es el elemento fundamental de toda instalación hidráulica.

Una bomba hidráulica es el mecanismo capaz de convertir energía mecánica (de un motor eléctrico, de combustión interna, ect) en energía hidráulica. El funcionamiento de la bomba se basa en que la acción mecánica de la bomba crea un vacío parcial en la admisión por lo que la presión atmosférica existente en el depósito forzará al líquido a través de la línea y el cual será expulsado por la acción mecánica de la bomba hacia una dirección determinada. De aquí que la bomba hidráulica sólo entrega caudal y no presión, ya que esta última se generará sólo si existen cargas en el sistema, es decir, una oposición al flujo.

La presión de salida que una bomba es capaz de proporcionar depende del tipo de ésta, de su ajuste y de la potencia del motor que la acciona.

Las pérdidas propias de una bomba son:

- a) Pérdidas mecánicas debidas al rozamiento existente entre sus diferentes partes móviles.
- b) Pérdidas volumétricas o de caudal debido al ajuste imperfecto de las diversas partes deslizantes.

c)Otras pérdidas de carga debidas a una aspiración deficiente, a una excesiva rugosidad de las paredes interiores de los tubos de aspiración y a los cambios bruscos en la dirección del líquido.

Estas pérdidas determinarán el rendimiento de la bomba hidráulica, o lo que es lo mismo, la eficiencia con la que la bomba esta trabajando.

La clasificación de las bombas se hace de acuerdo al tipo de desplazamiento, por lo que éstas pueden ser de desplazamiento positivo o de desplazamiento negativo.

Las bombas de desplazamiento positivo son aquellas que son capaces de sostener un flujo contra una resistencia opuesta a su circulación.

Las bombas de desplazamiento negativo producen un flujo continuo; sin embargo por características propias de diseño no son capaces de sostener una presión constante.

En los sistemas hidráulicos de potencia algunas veces se utilizan bombas de desplazamiento negativo ( bombas centrifugas) para realizar funciones auxiliares, pero por lo general la hidráulica de potencia emplea siempre bombas de desplazamiento positivo por lo que serán las únicas analizadas tanto en funcionamiento como en diseño.

Las bombas de desplazamiento positivo se dividen a su vez en bombas de desplazamiento variable y bombas de desplazamiento constante.

### BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE.

Las bombas de desplazamiento variable son aquellas en las que se puede variar el volumen de fluido que entregan en la unidad de tiempo, sin variar su velocidad de giro, esto es posible gracias a un mecanismo que hace variar la excentricidad del estator en las bombas de paletas, o la carrera del pistón en bombas de pistones.

### BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO CONSTANTE.

Son aquellas que entregan siempre el mismo volumen de fluido por unidad de tiempo. En este tipo de bombas sólo podrá variarse el volumen que entregan por unidad de tiempo variando la velocidad de giro de la bomba.

Las bombas hidráulicas pueden clasificarse de la siguiente manera:

- a) Bombas de engranes.
- b) Bombas de paletas o de pantalla.
- c) Bombas de pistones.

### 3.11 BOMBAS DE ENGRANES.

Este tipo de bomba son las más utilizadas en los sistemas hidráulicos debido a que son sencillas y económicas, además de que los perfeccionamientos alcanzados en el rectificado de sus partes componentes permiten alcanzar presiones que cubren

las necesidades de la mayoría de los sistemas hidráulicos que precisan un caudal fijo, así como también algunas veces se utilizan como bombas de carga de otras bombas más grandes y de otros tipos.

Las bombas de engranes se clasifican en dos grupos:

- a) Bombas de engranes externos.
- b) Bombas de engranes internos.

#### 3.4.1.4 BOMBAS DE ENGRANES EXTERNOS.

Este tipo de bomba consta de dos engranes con el mismo número de dientes que se acoplan herméticamente entre sí y con la caja que los contiene. La figura 3.1 nos muestra este tipo de bomba. El eje de accionamiento es solidario a uno de los engranes haciéndolo girar y éste a su vez hace girar al otro engrane, ambos engranes giran sobre cojinetes que ajustan no sólo sobre sus ejes, sino también axialmente para evitar fugas. Este tipo de bombas cuentan con placas de fricción que hacen más hermética la caja, y en algunos tipos de bombas la placa de fricción se mantiene ajustada mediante una derivación del aceite a presión que actúa sobre su parte posterior aplicándola con mayor fuerza sobre los engranes y compensando el desgaste progresivo de los engranes y de la placa.

- 1 Engranés
- 2 Eje motriz
- 3 Placa de fricción

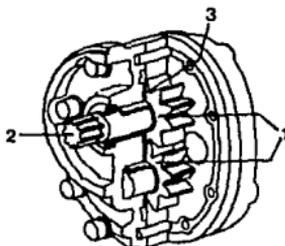


figura 3.1

El principio de funcionamiento de este tipo de bombas es el siguiente: al girar los engranes se crea un vacío parcial entre los dientes y las paredes de la caja el cual provoca que el aceite entre por gravedad quedando atrapado entre dos dientes y las paredes de la caja, el aceite es transportado hacia la boca de salida mediante la acción mecánica de la bomba. Como cada engrane gira en sentido contrario con respecto al otro, los caudales transportados por ambos se unen a la salida. Los dientes opuestos que van engranando en el centro de la caja hacen un cierre hermético que impide que el aceite retroceda obligándolo a circular por el sistema hidráulico. Cuando el ajuste es imperfecto existirán fugas de fluido que se manifestarán como pérdidas de presión y de caudal.

El caudal suministrado por este tipo de bomba es muy regular por lo que su aplicación será conveniente en sistemas hidráulicos que no requieran presiones muy elevadas.

### 3.1.1.2 BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS.

Este tipo de bomba consta de dos engranes, uno pequeño de dientes externos y uno más grande de dientes internos, el engrane pequeño es solidario al eje de accionamiento y al engranar sus dientes arrastra en su movimiento al engrane de dientes internos. En el punto opuesto a la unión de los dientes está dispuesta una pieza en forma de media luna, cuya parte superior ajusta con la cabeza de los dientes del engrane de dientes internos y su parte inferior ajusta con la cabeza de los dientes del engrane de dientes externos. Esta pieza tiene como función el separar la cámara de aspiración de la cámara de expulsión por lo que el ajuste de los engranes con esta pieza deberá de ser muy riguroso para evitar fugas que se traducirán en pérdidas de presión y de caudal. Este tipo de bomba se aprecia en la figura 3.2.

En las bombas de engranes internos los engranes giran en el mismo sentido. Su principio de funcionamiento es el siguiente: a medida que los engranes giran se crea un vacío parcial que obliga al aceite del depósito a entrar en la bomba quedando atrapado entre los dientes y el separador en forma de media luna, obligándolo a circular por la bomba y

expulsandolo por la boca de salida, al engranar los dientes de los engranes de forma hermética, se impide que el aceite retroceda. El flujo de aceite es continuo, además, este tipo de bomba puede suministrar mayor presión ya que el ajuste es mas perfecto por estar varios dientes simultáneamente en contacto, sin embargo, este tipo de bomba es mas voluminosa debido al mayor número de dientes que debe tener el engrane de dientes internos.

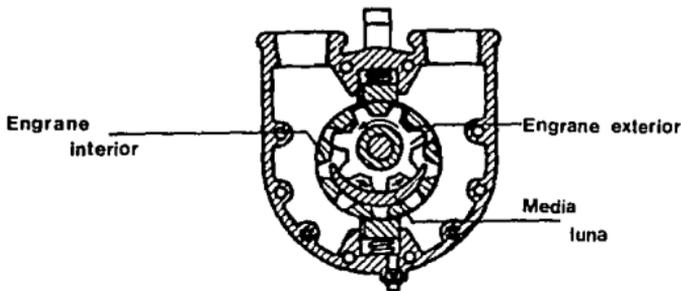


figura 9.2

### 3.12 BOMBA DE ROTOR.

Este tipo de bomba es una variante de la bomba de engranes internos, con la diferencia de que ésta no necesita de la pieza en forma de media luna o separador. esta bomba consta de un rotor de lóbulos redondeados externos y de un estator de lóbulos redondeados internos y con un diente mas que el

rotor por lo que al girar este último dentro del estator, sólo entra en toma uno de sus lóbulos creandose un cierre hermético que impide el retroceso del aceite. A partir del punto de toma los lóbulos se separan creando un vacío parcial que obliga al aceite del depósito a entrar en la bomba. Este tipo de bomba puede apreciarse en la figura 3.3.

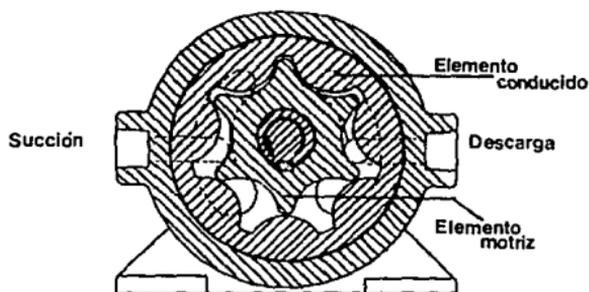


figura 3.3

### 3.1.3 BOMBAS DE PALETAS O DE PANTALLA.

Este tipo de bomba consta de un rotor provisto de varias ranuras en donde se alojan igual número de paletas que pueden desplazarse en sentido radial hacia adentro y hacia afuera por la acción de la fuerza centrífuga. El rotor gira dentro de un estator ovalado cerrado por dos placas que ajustan

contra el borde lateral de las paletas y que para contrarrestar el desgaste continuo de las placas y de las paletas se ha previsto un conducto de aceite a presión que actúa sobre la parte posterior de las placas manteniendolas siempre ajustadas contra el borde lateral de las paletas evitando así posibles fugas.

Las bombas de paletas se dividen en:

- a) Bombas de paletas equilibradas o balanceadas.
- b) Bombas de paletas sin equilibrar o desbalanceadas.

#### 3.1.3.1 BOMBAS DE PALETAS EQUILIBRADAS.

Este tipo de bombas, como puede apreciarse en la figura 3.4, consta de dos bocas de entrada o de aspiración en dos puntos diametralmente opuestos y de dos bocas de salida o de expulsión en dos puntos diametralmente opuestos también.

El principio de funcionamiento es el siguiente: al girar el rotor la fuerza centrífuga hace salir las paletas impulsandolas contra la periferia del estator ovalado. Entre paleta y paleta es arrastrada cierta cantidad de aceite, el cual es aspirado por las zonas donde la excentricidad es creciente y expulsado por las zonas donde la excentricidad es decreciente, la posición de las entradas y salidas depende del sentido de rotación de la bomba. Como este tipo de bomba tiene un estator de doble excentricidad, cada paleta efectúa dos aspiraciones y dos expulsiones por cada giro del rotor,

por lo que el grado de continuidad que posee el caudal suministrado es excelente.

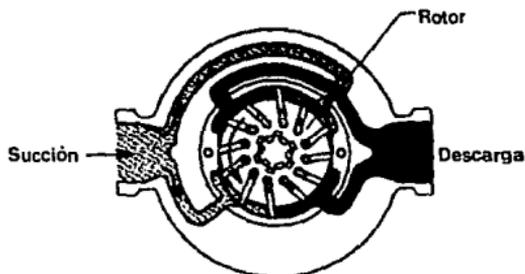


figura 3.4

#### 3.1.3.2 BOMBAS DE PALETAS SIN EQUILIBRAR.

En este tipo de bomba, como se aprecia en la figura 3.5 cuenta con una sola boca de entrada y una boca de salida, así como el estator es de una sola excentricida.

El principio de funcionamiento de este tipo de bomba es similar al de la bomba de paletas equilibradas, con la diferencia de que sólo se realiza un ciclo de trabajo por cada giro del rotor; la aspiración se realiza cuando las cámaras formadas por las paletas aumentan de volumen y la expulsión cuando éstas se contraen, la entrada y salida dependerá del sentido de giro de la bomba.

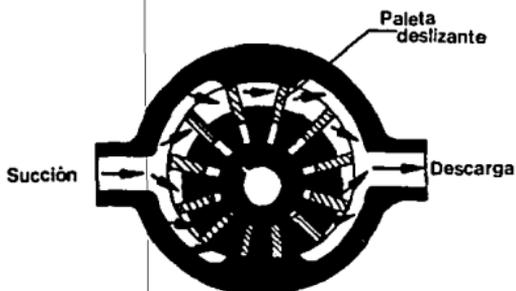


figura 9.5

#### DIFERENCIA ENTRE LAS BOMBAS DE PALETAS EQUILIBRADAS Y SIN EQUILIBRAR.

La bomba de paletas equilibradas es, en realidad, un refinamiento de la bomba sin equilibrar. Las bombas de paletas sin equilibrar desgastan en muy pocas horas de servicio los cojinetes de su eje debido a que el eje es empujado hacia un lado solamente por el aceite comprimido hacia la boca de salida. Esta presión no es equilibrada con otra presión igual y opuesta, ya que en el lado de la boca de entrada el aceite no tiene presión alguna. En la bomba de paletas equilibradas, la presión se equilibra haciendo que el aceite salga por dos puntos diametralmente opuestos en relación con el eje del rotor. Los cojinetes del eje del motor no sufren así desgaste prematuro alargandose su vida útil.

Con la bomba de paletas equilibradas se resolvió así un problema pero se creó otro, ya que el flujo que entrega este tipo de bomba es fijo debido a que la posición de las bocas no se puede cambiar porque se desequilibraría la bomba.

En la bomba de paletas sin equilibrar, en cambio, se puede variar el caudal que entrega ya que se puede diseñar de tal forma que el estator pueda variar su posición respecto al rotor. Por lo que estos dos tipos de bombas de paletas permiten elegir entre:

- a) Mayor número de horas de servicio.
- b) Mayor flexibilidad de trabajo.

#### 3.1.3.3 BOMBAS DE PALETAS DE CAUDAL VARIABLE.

Este tipo de bomba, como se menciono anteriormente, son del tipo desequilibrado por lo que sólo cuentan con una boca de entrada (succión) y una de salida (descarga). La diferencia radica en que este tipo de bomba cuenta con un anillo circular cuyo eje es excéntrico con respecto al eje de giro del rotor, por lo que el caudal entregado por la bomba dependerá de la excentricidad entre el rotor y el anillo circular.

En la figura 3.6 el anillo puede desplazarse transversalmente mediante el tornillo 1 y la posición indicada en la figura corresponde al caudal máximo el cual será nulo cuando el centro del estator coincida con el centro

del rotor, es decir, cuando estos son concéntricos.

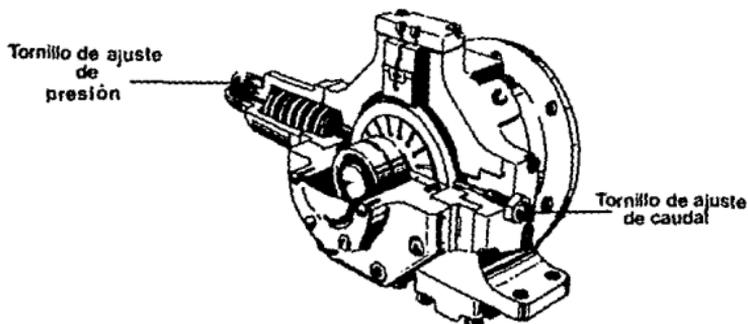


figura 3. d

### 3.14 BOMBAS DE PISTONES.

Las bombas de pistones son las más utilizadas para equipar sistemas hidráulicos modernos que trabajan a altas presiones y a altas velocidades; este tipo de bomba son de construcción más complicada y por lo tanto más costosas.

Las bombas de pistones pueden ser de dos tipos dependiendo de la posición de los pistones, esto es:

- a) Bombas de pistones axiales.
- b) Bombas de pistones radiales.

Las cuales a su vez, pueden ser de caudal fijo o de caudal variable.

Las bombas de pistones axiales son aquellas en las que el eje longitudinal de cada pistón es paralelo al eje longitudinal de la bomba. figura 3.7.

En las bombas de pistones radiales el eje longitudinal de cada pistón es perpendicular al eje longitudinal de la bomba. figura 3.7.



figura 3.7

Las bombas de pistones son también llamadas bombas reciprocantes debido a que el aceite es desplazado mediante el movimiento de vaivén de los pistones dentro de su respectivos cilindros.

La bomba de pistones consiste en su forma más simple en un pistón que se desplaza en el interior de una cámara provista de dos válvulas, la de aspiración y la de expulsión, este tipo de bomba es de simple efecto debido a que sólo se efectúa un ciclo de trabajo por cada movimiento de vaivén del pistón.

La bomba de doble efecto es más eficiente debido a que por cada movimiento de vaivén del pistón se efectúan dos ciclos de trabajo. fig 3.8.

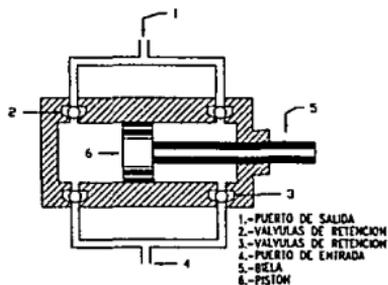


figura 3.8

### 3.1.4.1 BOMBAS DE PISTONES AXIALES.

Este tipo de bombas se dividen en dos grupos:

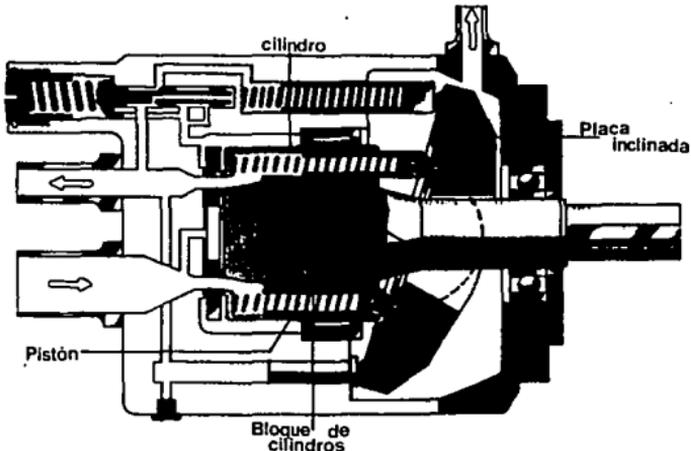
a) bombas de pistones axiales en línea { de caudal variable.  
 de caudal fijo.

b) bombas de pistones axiales con eje angulado. { de caudal variable.  
 de caudal fijo.

### 3.1.4.1.1 BOMBAS DE PISTONES AXIALES EN LINEA.

En las bombas de pistones axiales en línea de caudal variable, el bloque de cilindros está acoplado al eje de accionamiento por lo que gira junto con éste.

Los pistones se mueven dentro de sus correspondientes cilindros, los pistones están unidos a un disco que se apoya en una placa inclinada u oscilante, ésta placa puede variar su inclinación mediante un accionamiento manual, hidráulico o de algún otro tipo. La inclinación de la placa aumenta o disminuye la carrera de los pistones, por lo que el caudal entregado por la bomba dependerá de dicha inclinación. fig 3.9. Las bombas de pistones axiales en línea cuentan con una boca de aspiración y otra de expulsión, ambas en forma de rimón y opuestas entre si.



Al girar la bomba, los pistones comienzan a desplazarse dentro de sus cilindros incrementando el volumen de la cámara por lo que se generará un vacío parcial que será ocupado por el aceite mediante la acción de la presión atmosférica existente en el depósito, ya que en este momento los cilindros coinciden con la boca de aspiración. Al seguir girando la bomba, los pistones se aproximan a la sección de la placa inclinada que los obliga a expulsar el aceite a través de la boca de descarga, una vez desalojado el aceite el ciclo se repite.

El caudal que la bomba entrega dependerá del número de pistones, de su diámetro y carrera, así como de la velocidad de giro de la bomba.

Algunas bombas permiten invertir la inclinación de la placa invirtiéndose también el sentido del flujo.

Las bombas de pistones axiales en línea de caudal fijo tienen un principio de funcionamiento similar a las de caudal variable, con la diferencia de que la inclinación de la placa es fija.

Existe otro tipo de bomba de pistones axiales en línea de caudal fijo en la cual el bloque de cilindros es fijo y la que gira es la placa inclinada la cual proporcionará el movimiento de vaivén a los pistones ya que estos se apoyan en la placa. Cada cilindro cuenta con sus respectivas válvulas de retención que permiten el direccionamiento del aceite. La

figura 3.10 muestra este tipo de bomba.

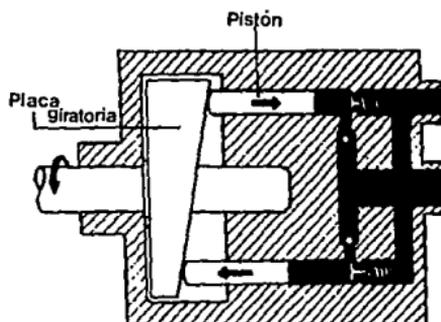


figura 3.10

#### 3.1.4.1.2 BOMBAS DE PISTONES AXIALES CON EJE INCLINADO.

Este tipo de bombas constan de una flecha motriz que origina un movimiento giratorio de un tambor en cuyo interior se alojan un número determinado de émbolos, el tambor gira sobre un estator que contiene los puertos de succión y de descarga. fig 3.11.

El eje del tambor o bloque de cilindros está inclinado con respecto al eje motriz, por lo que la distancia de cualquiera de los émbolos con respecto a la superficie de la tapa del estator cambia continuamente durante la rotación, acercándose durante media vuelta (expulsión) y alejándose durante la otra mitad del giro (succión).

La relación angular entre el eje motriz y el eje del tambor determinará la carrera de los pistones y por lo tanto, el caudal suministrado por la bomba.

Al igual que las bombas de pistones axiales en línea, este tipo de bombas pueden ser de desplazamiento fijo o de desplazamiento variable si es que se permite cambiar el ángulo de inclinación entre el eje motriz y el eje del tambor.

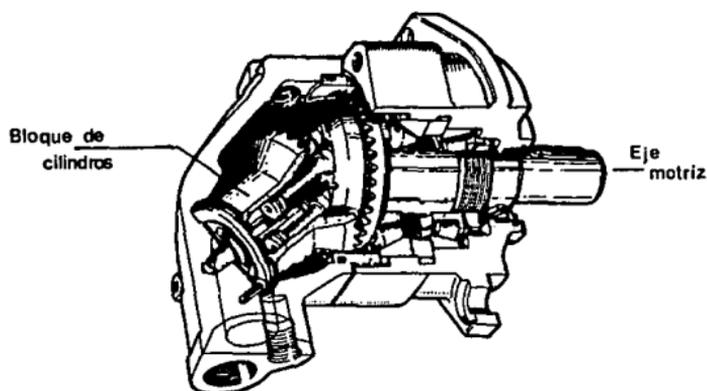


figura 3.11

### 3.1.4.2 BOMBAS DE PISTONES RADIALES.

Las bombas de pistones radiales permiten obtener altas presiones, grandes velocidades, así como variar el caudal suministrado cuando se trata de bombas de caudal variables.

Las bombas de pistones radiales pueden ser de dos tipos:

a) bomba de pistones radiales de leva giratoria.

b) bomba de pistones radiales de pistones giratorios.

Estos diferentes tipos de bombas se muestran en la figura 3.12

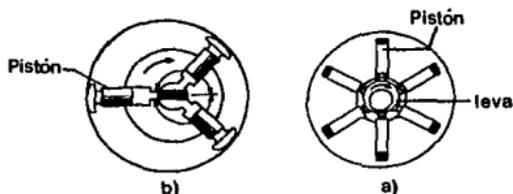


figura 3.12

En el tipo de leva giratoria, los pistones se alojan en cilindros que están situados en el estator de la bomba. El movimiento de vaivén de los pistones lo produce la leva al girar el eje.

En el tipo de pistones giratorios éstos se encuentran alojados en un bloque de cilindros que los hará girar junto con éste. Al girar el bloque de cilindros, los pistones salen por fuerza centrífuga o por la acción de resortes apoyándose en el estator de la bomba. El bloque de cilindros y el estator de la bomba son excéntricos, de aquí que al girar se produzca el movimiento de vaivén de los pistones.

### 3.15 RENDIMIENTO DE LA BOMBA HIDRAULICA.

Como se menciona anteriormente, el rendimiento de la bomba indica la eficiencia con que ésta trabaja.

La calidad de una bomba se juzga por tres características:

a)Rendimiento volumétrico.

b)Rendimiento mecánico.

c)rendimiento total.

a)Rendimiento volumétrico.-Es la relación entre el caudal efectivo que entrega la bomba y el caudal teórico que entregará en condiciones ideales. La diferencia entre uno y otro suele ser debida a las fugas internas de la bomba.

La curva característica de una bomba, nos indica el rendimiento volumétrico. En la figura 3.13 se observa la gráfica de ésta curva, en donde se puede observar que la bomba entregará el caudal máximo cuando la presión sea cero, y a medida de que aumenta la presión el caudal disminuye, esto es debido a fugas internas en la bomba.

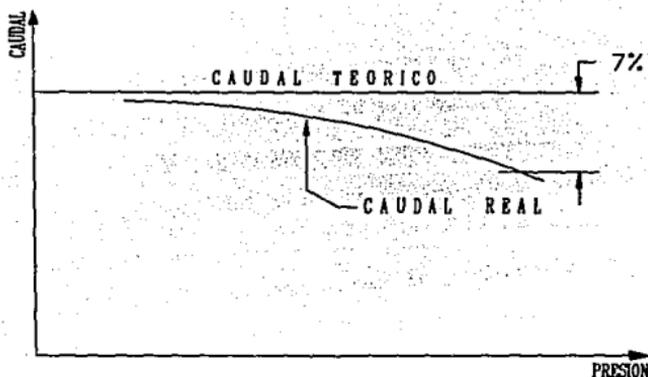


figura 3.13

b) Rendimiento mecánico.-Es la relación entre el rendimiento total de la bomba y su rendimiento volumétrico. La diferencia entre uno y otro es la consecuencia de la fricción de las partes internas de la bomba.

c) Rendimiento total.-Es la relación entre la potencia hidráulica que entrega la bomba y la potencia mecánica que absorbe. Es igual al producto del rendimiento mecánico por el rendimiento volumétrico.

Las bombas hidráulicas quedan caracterizadas por tres parámetros fundamentalmente:

- a) Caudal que entrega la bomba en GPM ó l/min
- b) Presión máxima que es capaz de soportar la bomba entregando el caudal especificado. (kg/cm<sup>2</sup>, lb/plg<sup>2</sup> ó bars)
- c) Velocidad de giro en rpm.

Al indicar el caudal, es preciso indicar la velocidad de giro de la bomba, esto debido a dos razones principalmente: en primer lugar, en las bombas de caudal constante, este es directamente proporcional a la velocidad de giro de la bomba. En segundo lugar, es preciso conocer la velocidad de giro, para poder determinar el mecanismo de accionamiento necesario para que la bomba entregue el caudal nominal.

En algunas bombas se indica además el caudal intermitente que son capaces de entregar. En estos casos se trata de la máxima potencia a que pueden trabajar por periodos de tiempo limitados.

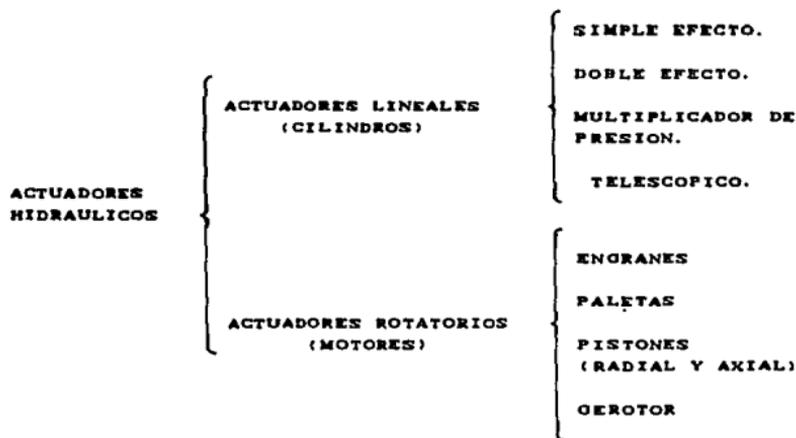
La tabla 3.1 muestra las diferentes características de los diferentes tipos de bombas.

TIPO DE BOMBA	PRESION DE OPERACION (CONTINUA) [bar]		CAUDAL [litros/min]		EFICIENCIA TOTAL	MARGEN DE rpm
	MAXIMA	NORMAL	DE	A		
ENGRANES EXTERNOS	300	170	0.25	760	0.8 - 0.91	500-3500
ENGRANES INTERNOS	300	200	0.6	740	0.8 - 0.91	500-3500
PALETAS BALANCEADA	175	100	2.0	620	0.8 - 0.93	960-3000
PISTONES AXIALES PLATO INCLINADO *CAUDAL VARIABLE	350	200	0.7 1.0	600 1450	.82 - 0.92	
PISTONES AXIALES EJE INCLINADO *CAUDAL VARIABLE	350 350	300 210	7.5 17	3500 3500		
PISTONES RADIALE *CAUDAL VARIABLE	1720 350	300 175	0.3 1.0	1000 580	0.9	

Tabla 8.1

### 3.2 ACTUADORES HIDRAULICOS.

Los actuadores hidráulicos pueden clasificarse de la siguiente manera:



#### 3.2.1 ACTUADORES LINEALES.

Este tipo de actuador recibe el nombre de cilindro hidráulico.

Un cilindro hidráulico es un motor de fluido que produce movimiento lineal mediante la transformación de la energía hidráulica en energía mecánica.

El pistón es el elemento mecánico que ajusta en el interior del cilindro y que puede desplazarse a lo largo del mismo mediante la aplicación de una presión.

Los cilindros hidráulicos, también llamados cilindros de fluido pueden clasificarse de manera general en dos grupos:

- a) Cilindros de simple efecto.
- b) Cilindros de doble efecto.

#### 3.2.1.1 CILINDROS DE SIMPLE EFECTO.

Los cilindros de simple efecto son aquellos en los que el pistón recibe presión sólo por uno de sus extremos, por lo que realiza trabajo sólo en un sentido ya que el retroceso se realiza por medios mecánicos como los resortes o los pesos.

El principio de funcionamiento de un cilindro hidráulico es el siguiente:

El aceite a presión entra por uno de los extremos del cilindro actuando sobre la cara del pistón obligándolo a desplazarse junto con su biela, saliendo esta última del cilindro.

En el extremo opuesto a la entrada del aceite existe un orificio de respiración que permite la salida del aire que desplaza el pistón durante su carrera de trabajo o permite la entrada de aire cuando el pistón se retrae. La figura 3.14 muestra un cilindro hidráulico típico de simple efecto.

## CILINDRO DE SIMPLE EFECTO

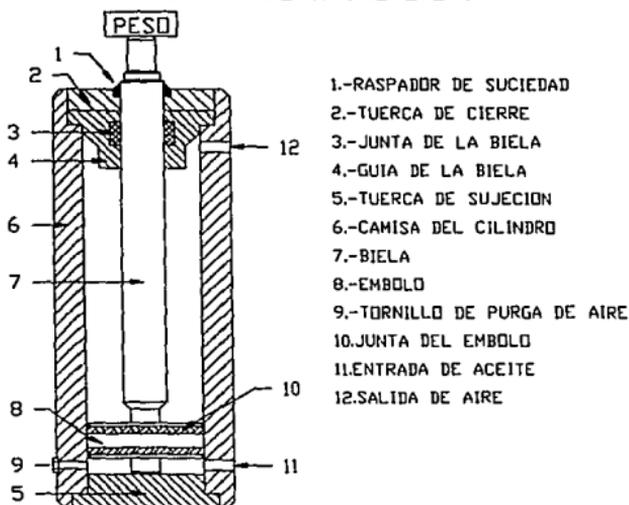


figura 3.14

En algunos cilindros de simple efecto, llamados comunmente arietes, la biela no lleva pistón puesto que un extremo de esta actua como tal. La biela tiene un diámetro un poco más reducido que el diámetro interior del cilindro y en el extremo de la biela que actua como pistón, existe un pequeño reborde que impide que ésta salga del cilindro. Este tipo de cilindro se muestra en la figura 3.15.

Esta clase de cilindros ofrecen la ventaja de que la biela es de mayor diámetro evitando así las deformaciones (pandeo) por efecto de las cargas que actuan sobre ella.

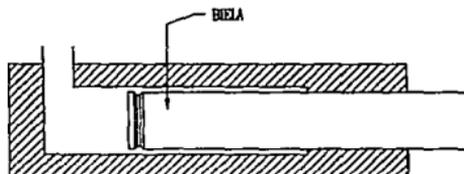


figura 3.15

### 3.2.1.2 CILINDROS DE DOBLE EFECTO.

Los cilindros con pistón de doble efecto realizan trabajo en ambos sentidos de su carrera puesto que el aceite a presión puede entrar por ambos lados. Cuando el aceite entra por un extremo el pistón avanza y cuando entra por el lado contrario, el pistón se retrae; cabe mencionar que el aceite que se encuentra en el lado opuesto al desplazamiento es obligado a retornar al depósito.

Esta clase de cilindros se pueden clasificar en dos tipos:

- a) Cilindro con pistón de doble efecto equilibrado.
- b) Cilindro con pistón de doble efecto desequilibrado.

En el de tipo equilibrado, la biela va por ambas caras del pistón por lo que las áreas sobre las que actúa el aceite a presión son idénticas por lo que la fuerza en la extensión y en la retracción del pistón es la misma.

El de tipo desequilibrado o diferencial se caracteriza porque el área del pistón es diferente en cada una de sus

caras, esto se debe a que la biela sólo va por un extremo del pistón, por lo que la fuerza resultante en esa cara será menor ya que el área es menor.

Este tipo de cilindros se emplean cuando se requiere un movimiento lento pero con más fuerza y otro rápido pero con menos fuerza. Esta clase de cilindros se aprecian en la figura 3.16.

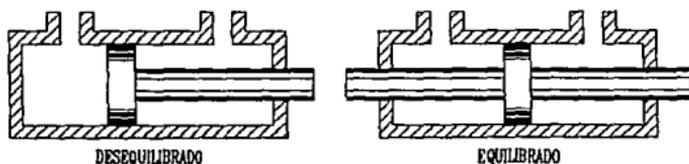


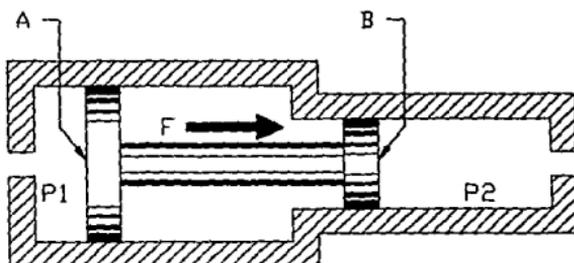
figura 3.16

### 3.2.1.3 CILINDRO MULTIPLICADOR DE PRESION.

En la industria moderna a veces es necesario que ciertos elementos de los sistemas hidráulicos trabajen a presiones más elevadas, lo cual implicaría tener que trabajar con bombas de gran presión y gran caudal que alimenten cilindros de diámetros excesivos lo cual resultaría demasiado costoso por lo que se opta por utilizar los llamados multiplicadores de presión con los que se pueden obtener altas presiones trabajando con bombas normales.

Un multiplicador de presión se compone por un pistón

formado por dos escalonamientos de diferente diametro donde cada uno se desliza dentro de su propio cilindro como se muestra en la figura 3.17.



MULTIPLICADOR DE PRESION

figura 3.17

La presión actúa sobre la cara de mayor área por lo que la fuerza resultante será:

$$\text{si } P_1 = \frac{F}{A} \Rightarrow F = P_1 A$$

y esta fuerza actúa sobre el área B por lo que:

$$P_2 = \frac{F}{B} \text{ y como } B < A \Rightarrow P_2 > P_1$$

Este proceso no implica ninguna variación de la potencia puesta en juego, ya que lo que se gana en presión se pierde en caudal.

#### 3.2.1.4 CILINDRO TELESCOPICO.

Los cilindros telescópicos son en realidad cilindros de barra múltiple que se deslizan unas sobre otras, lograndose

así una mayor longitud en la carrera del cilindro. Este tipo de cilindros son utilizados para realizar operaciones en donde existan limitaciones de espacio.

La figura 3.18 muestra una serie de cilindros alojados en un ensamble telescópico. El diámetro A es relativamente grande, ya que al principio de la carrera el cilindro debe proporcionar una gran fuerza que permita iniciar el levantamiento de la carga. Cuando los requerimientos de fuerza decrecen y el cilindro A llega a su fin, comienza a extenderse el cilindro B cuyo diámetro es menor y por consiguiente la fuerza será también menor pero suficiente para mantener en movimiento la carga. Cuando el cilindro B llega a su fin, una pequeña fuerza será necesaria para mover la carga por lo que el cilindro C tiene un diámetro aun menor que el del cilindro B.

## CILINDRO TELESCOPICO

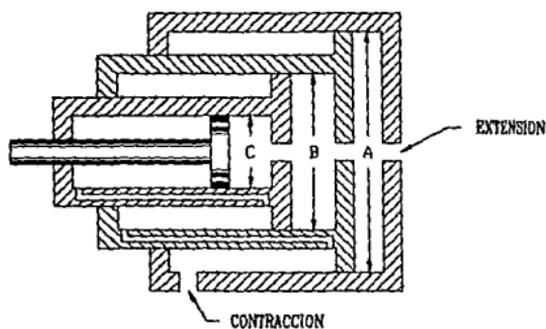


figura 3.18

### 3.2.2 ACTUADOR ROTATORIO.

Este tipo de actuador, también recibe el nombre de motor hidráulico.

El motor hidráulico transforma la energía hidráulica en energía mecánica mediante la acción de un fluido, el cual le proporcionará al mismo, un movimiento rotatorio que se verá influenciado en mayor o menor número de revoluciones (rpm) dependiendo del caudal suministrado por la bomba, así como un mayor o menor par que dependerá de la presión del fluido.

Los motores hidráulicos tienen los mismos parámetros característicos que las bombas, aunque en el caso de los motores hidráulicos no se aplica el término de volumen desplazado, utilizándose más bien el de volumen absorbido. Los fabricantes de motores hidráulicos indican este volumen por giro, agregando la información sobre el régimen de revoluciones en el que el motor trabaja más eficientemente.

Generalmente los motores hidráulicos funcionan de forma opuesta a la de una bomba hidráulica, ya que estos transforman energía hidráulica en energía mecánica en lugar de energía mecánica a energía hidráulica como en el caso de las bombas.

Los motores hidráulicos se clasifican de la siguiente manera:

a) Motores de engranes {  
 externos.  
 internos.  
 gerotor.

b) Motores de pantalla o de paletas.

c) Motores de pistones {  
 radiales.  
 axiales.

#### 3.2.2.1 MOTORES DE ENGRANES.

Los motores de engranes son bidireccionales ya que el sentido de giro del motor se puede invertir al cambiar el sentido de flujo del aceite.

Los motores de engranes no permiten cambiar el volumen de su cámara (volumen absorbido), por lo que las revoluciones por minuto (rpm) dependerán exclusivamente del caudal suministrado por la bomba.

El motor de engranes externos es igual a la bomba de este tipo. El aceite entra al motor por su cámara de admisión y al no encontrar salida inmediata, la presión del aceite se incrementa obligando a los engranes a girar, por tal motivo, el aceite comienza a perder presión a medida que se desplaza entre los dientes de los engranes y la caja del motor, ya que la presión se está transformando en fuerza mecánica.

Por la cámara de descarga el fluido es expulsado sin presión y es conducido hacia la bomba o al depósito. Este tipo de motor se muestra en la figura 3.19.

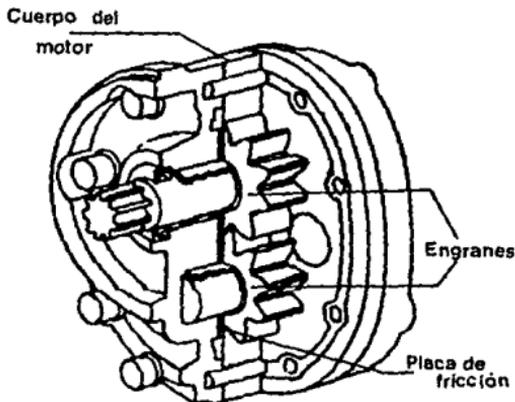
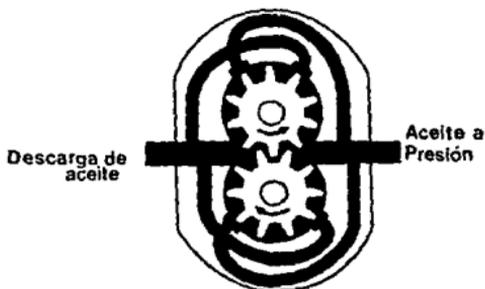


figura 3.19

Algunos motores de engranes externos están compensados para que las presiones se repartan uniformemente. De ésta forma se alarga la vida útil de los cojinetes. El motor es básicamente el mismo, pero en él se han practicado unas canalizaciones para llevar el aceite a presión a puntos diametralmente opuestos. Lo mismo se hace con el aceite de retorno. De esta manera, el eje de cada engrane soporta la misma presión en puntos opuestos, compensándose el efecto de ésta. La figura 3.20 muestra un motor de éste tipo.



El motor de engranes internos cuenta, al igual que la bomba de este tipo, con dos engranes separados por una pieza fija en forma de media luna. fig 3.21.

Los engranes giran por la acción del aceite al no encontrar salida inmediata. La presión del aceite a la salida es practicamente cero, ya que ésta se ha transformado en fuerza mecánica.

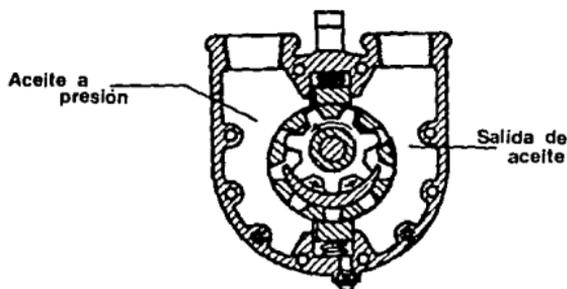


figura 3.21

El motor tipo gerotor (fig 3.22) es una variante del motor de engranes internos.

El motor esta formado por un rotor o gerotor de lóbulos externos que esta montado en forma excéntrica con relación a un gerotor de lóbulos internos, este ultimo tiene un lóbulo más que el rotor, de forma que siempre exista un lóbulo del rotor encajado entre dos lóbulos del gerotor de lóbulos

internos, mientras que en el punto opuesto el lóbulo del rotor crea un cierre hermético con el gerotor de lóbulos internos.

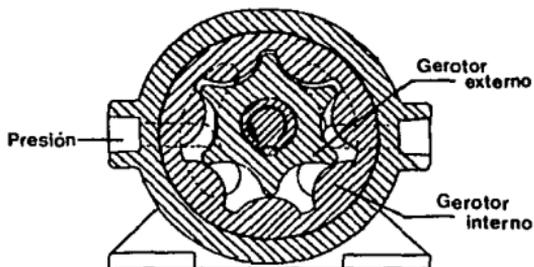


figura 3.22

El funcionamiento de este tipo de motor es el siguiente: el aceite a presión que entra a la cámara de admisión empuja los lóbulos del gerotor interno y del gerotor externo, obligándolos a girar. De esta forma se va transformando la presión en movimiento rotatorio, saliendo el aceite sin presión por la cámara de descarga

### 3.2.2.2 MOTORES DE PANTALLA O DE PALETAS.

Al igual que las bombas de este tipo, los motores de paletas pueden ser equilibrados y no equilibrados.

El motor de paletas se diferencia de la bomba, en que lleva

un dispositivo para mantener las paletas aplicadas contra el estator y así evitar que el aceite pase al otro lado del motor sin haber hecho girar al rotor. El sentido de giro se invierte al cambiar el sentido en que circula el aceite. Los motores de paletas equilibrados no admiten que se varíe el volumen de su cámara.



figura 3.29

### 3.2.2.3 MOTORES DE PISTONES.

Los motores de pistones se prefieren cuando se requieren altas presiones o altas velocidades. Este tipo de motores son mucho más complicados que los motores anteriores y por consiguiente su costo es mucho mayor.

Al igual que las bombas de este tipo, los motores de pistones se clasifican en:

a) Motores de pistones radiales.

b) Motores de pistones axiales.

Ambos tipos pueden ser de cilindrada variable o de cilindrada fija.

Los motores de pistones radiales se utilizan en instalaciones fijas donde el espacio no es una limitante. Su aspecto, construcción y funcionamiento es similar al de una bomba de este tipo, con la diferencia de que los motores transforman la fuerza hidráulica en fuerza mecánica.

Los motores de pistones axiales se prefieren cuando se tienen limitaciones de espacio, por lo que son los más utilizados en equipos móviles.

En los motores de pistones axiales de cilindrada fija, la carrera máxima de los pistones es invariable ya que la inclinación del plato donde se apoyan es fijo. Fig 3.24.

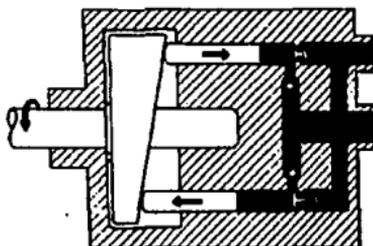


Figura 3.24

En este tipo de motor, el aceite entra por la cámara de admisión y al no encontrar salida inmediata se incrementa su presión obligando al pistón a apoyarse sobre el plato inclinado, al ser fijo este último, el pistón tiende a resbalarse sobre él, obligando al bloque de cilindros a girar junto con el eje del motor, ya que ambos son solidarios.

A medida que gira el bloque de cilindros, se van alineando con la cámara de admisión los cilindros sucesivos, con lo que continúa el movimiento rotatorio.

En la segunda mitad de la rotación del bloque de cilindros, éstos últimos se van alineando con la cámara de descarga por la que sale el aceite sin presión, obligado por el pistón que vuelve a entrar en su cilindro al continuar resbalando sobre el lado opuesto del plato inclinado.

En los motores de pistones axiales de cilindrada variable el funcionamiento es el mismo que en las bombas de este tipo con la diferencia de que los motores transforman fuerza hidráulica en fuerza mecánica.

La característica principal de este tipo de motor, es la de permitir regular las revoluciones por minuto (rpm) en función del ángulo de inclinación del plato y sin tener que variar el caudal entregado por la bomba, ya que al variar el ángulo de inclinación se varía la carrera de los pistones y por consiguiente la velocidad de giro del motor. Figura 3.25.

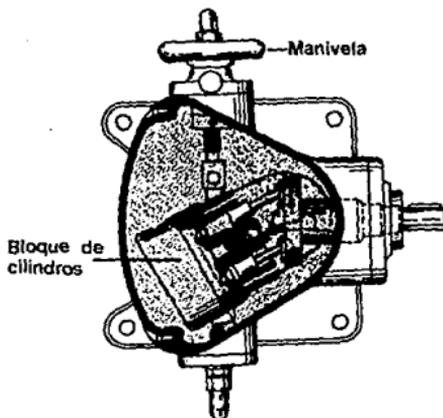


figura 3.25

La tabla 3.2 muestra las características principales de los diferentes tipos de motores hidráulicos.

TIPO DE MOTOR	PRESION MAX. [bar]	MARGEN DE rpm	TORQUE MAX [Nm]
ENGRANES	200 A 300 max	400 - 6000	500
PALETAS	140 A 200	100 - 4000	100 - 16000
GEROTOR	100 A 200	10 - 5000	2400
PISTONES AXIALES PLATO INCLINADO.	400	50 - 4000	2500
PISTONES AXIALES EJE INCLINADO.	350	50 - 8500	10000
PISTONES RADIALES	450	1 - 2000	150000

tabla 3.2

### 3.3 VALVULAS HIDRAULICAS.

El control en sistemas hidráulicos de potencia se realiza mediante la incorporación de válvulas al sistema, las cuales, dependiendo del tipo al que pertenezcan, nos permitirán regular la presión del fluido en el sistema, la regulación del caudal y la distribución del fluido a diferentes puntos del circuito hidráulico. Las válvulas hidráulicas pueden clasificarse en tres tipos básicos:

- a) Válvulas para regular la presión del aceite.
- b) Válvulas para distribuir el aceite.
- c) Válvulas para regular el caudal de aceite.

Aun cuando hay válvulas compuestas que no entran en la clasificación anterior, sus diferentes funciones pueden constituir varios de los tipos básicos.

#### 3.3.1 VALVULAS PARA REGULAR LA PRESION DEL ACEITE.

Este tipo de válvulas se emplean para limitar o reducir la presión dentro de todo el sistema o en alguna parte de éste, así como para descargar una bomba o para mandar fluido a alguna parte del sistema cuando el nivel de presión alcance un valor predeterminado.

Son consideradas como válvulas reguladoras de presión las siguientes:

- a)Valvulas de alivio.
- b)Valvulas de descarga.
- c)Valvulas de secuencia.
- d)Valvulas reductoras.
- f)Valvulas de contrabalance.

#### 3.3.1.1 VALVULAS DE ALIVIO.

Este tipo de válvulas es utilizado para limitar la presión máxima que deberá de existir en todo o en parte de un sistema hidráulico, protegiendo así, los diferentes elementos que lo componen. Estas válvulas, son válvulas de seguridad que crean automáticamente un conducto de paso entre la línea de presión y el depósito cuando la presión excede un límite predeterminado.

Existen tres tipos de válvulas de alivio principalmente; válvulas de alivio de acción directa, válvulas de alivio diferenciales y válvulas de alivio operadas por piloto. En todos los tipos, el ajuste de la presión de la válvula se logra graduando un resorte a compresión integrado a la válvula. Las válvulas de alivio son normalmente cerradas, operadas por la presión de la línea principal, actuando directamente o a través de válvulas auxiliares piloto.

**VALVULAS DE ALIVIO DE ACCION DIRECTA:**

Una válvula de este tipo se prefiere generalmente en circuitos de baja presión, o cuando los sistemas no se esperan que alcancen frecuentemente las condiciones de la válvula de alivio. Debido a la presión de la línea principal actuando directamente en el resorte se requiere que estos sean pesados, lo cual produce oscilación y fluctuaciones de presión, debidos al rápido cierre y apertura de la compuerta de la válvula. La figura 3.26 ilustra este tipo de válvula.

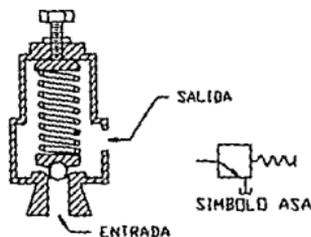


Figura 3.26

**VALVULA DE ALIVIO DIFERENCIAL:**

En este tipo de válvula, la presión de la línea principal actúa directamente contra los resortes de la válvula y solo una área diferencial es presentada a la presión. Este tipo de válvula requiere un resorte considerablemente más débil que el de la válvula de acción directa.

### VALVULA DE ALIVIO OPERADA POR PILOTO:

Estas valvulas cuentan con una válvula de alivio piloto de tamaño pequeño que abre cuando la presión de la línea principal alcanza el ajuste del resorte. La válvula abierta permite que el aceite contenido en una cámara de balanceo que se abre a la línea principal por una restricción fija, logre desahogarse. Esta acción crea una fuerza desbalanceada en la válvula de alivio principal, lo cual hace que opere la válvula de alivio de la línea principal. Figura 3.27

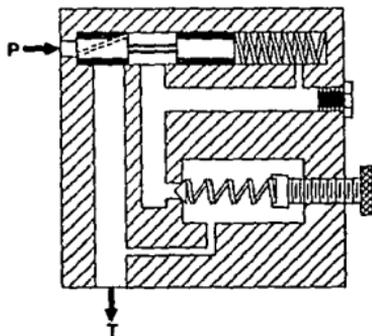


figura 3. 27

#### 3. 3. 1. 2 VALVULAS DE DESCARGA.

Este tipo de valvulas se usan para permitir que una bomba levante presión hasta el ajuste, y entonces permite la descarga del fluido de una manera directa en el deposito a practicamente presión cero, mientras que la presión del piloto es mantenida en la válvula. desde una fuente remota.

Cuando una válvula de alivio descarga una bomba, el sistema es relevado de presión, lo que hace que la bomba requiera máxima potencia. Cuando la presión del piloto puede mantenerse en una válvula de descarga, la bomba no está desarrollando presión y, por lo tanto, se necesita un mínimo de potencia para mover la bomba.

Debido a que estas válvulas abren a una presión muy próxima a la de régimen de la válvula, protegen mejor el sistema hidráulico descargando menos aceite. Por este motivo se emplean en sistemas hidráulicos que trabajan a mucha presión y, con grandes caudales de aceite. Este tipo de válvula se aprecia en la figura 3.28.

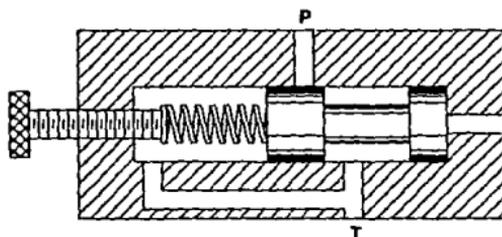


figura 3.28

### 3.2.1.3 VALVULAS DE SECUENCIA.

Este tipo de valvulas se emplean cuando se quiere repartir el aceite a presión consecutivamente por diferentes circuitos de un mismo sistema. Por regla general no deja pasar aceite a un segundo circuito, mientras no sea satisfecha la demanda de aceite de un primer circuito.

Cuando la válvula esta cerrada, el aceite pasa libremente al primer circuito y la válvula no abrirá hasta que en el primer circuito se alcanza una presión predeterminada por medio de un resorte y un tornillo. Al alcanzarse esta presión, la válvula se abre y deja pasar aceite a un segundo circuito.

Una aplicación comun de estas valvulas secuenciales es cuando se desea obtener la extensión sucesiva de dos cilindros hidraulicos. El segundo cilindro hidráulico empezará a extenderse cuando el primero termine de extenderse. En este caso, la válvula mantendrá la presión dentro del primer cilindro mientras es extendido el segundo.

Figura 3.29.

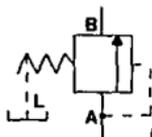
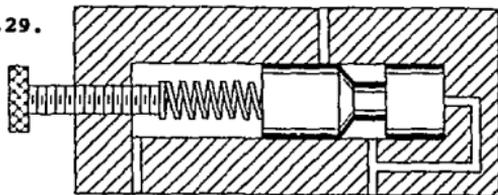


Fig. 3.29

#### 3.3.1.4 VALVULAS REDUCTORAS.

Existen principalmente dos tipos de válvulas reductoras de presión. El primer tipo, ilustrado en la figura 3.30 proporciona en la puerta de salida, una presión reducida predeterminada y constante, sin importar el valor de la presión a la entrada, ya que la válvula opera al balancear la presión baja contra la presión de un resorte ajustable que está tratando de abrir la válvula. Cuando la presión baja y desbalancea el resorte, la válvula se abre incrementándose la presión hasta el punto de balance, manteniéndose así una presión reducida en la puerta de salida de la válvula.

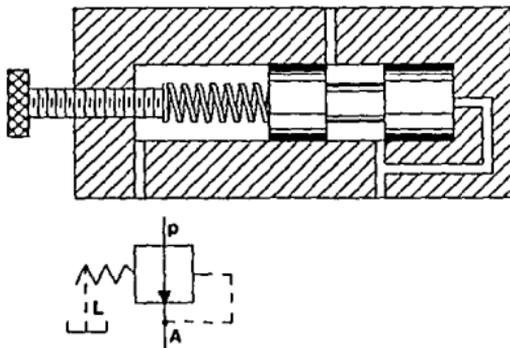


figura 3.30

El segundo tipo de válvula mantiene una cantidad fija de reducción de presión. La presión en la puerta de salida variará con la presión de entrada debido a que la válvula opera al balancear la presión alta contra la presión baja y

la del resorte y, como las áreas donde se aplica la presión alta y la presión baja son iguales, la reducción fija de presión, será la correspondiente al ajuste del resorte. Figura 3.31.

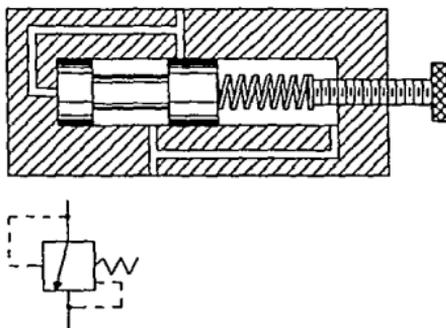
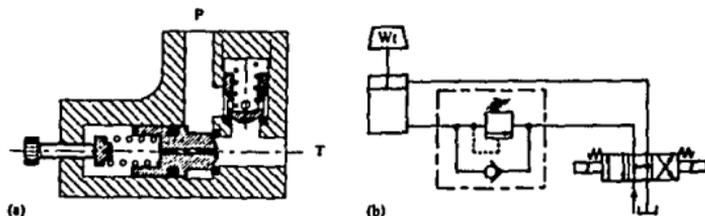


figura 3.31

### 3.3.1.5 VALVULA DE CONTRABALANCE.

Este tipo de válvula permite sostener un actuador en condición estática cuando este soporta una gran carga.

La función específica de esta válvula es impedir que el vástago de un cilindro sea arrastrado por el peso que soporta. Figura 3.32.



### 3.3.2 VALVULAS DIRECCIONALES.

Este tipo de valvulas permiten el control direccional del flujo de aceite en las diferentes partes del sistema hidraulico, ya sea bloqueando el flujo de aceite en una direccin o canalizandolo a donde sea necesaria la potencia hidraulica.

A esta clase de valvulas pertenecen las siguientes:

- a) Valvulas de retencin (valvulas check).
- b) Valvulas de embolo de distribucin.

#### 3.3.2.1 VALVULAS DE RETENCION.

Las valvulas de retencin (valvulas *check*) son valvulas simples, que permiten el flujo libre en una direccin cuando la presin en la linea excede la fuerza que opone el dispositivo obturador en una determinada direccin, ya que en direccin opuesta, la valvula se cierra impidiendo el retroceso del fluido. Las valvulas de retencin pueden disearse usando varios tipos de dispositivos de cierre, tales como, el disco obturador, el disco o esfera empujados por resortes, o esferas operadas por gravedad.

Las valvulas de retencin, figura 3.33, tambien pueden ser parte componente de otro tipo de valvulas, como en las valvulas de secuencia.

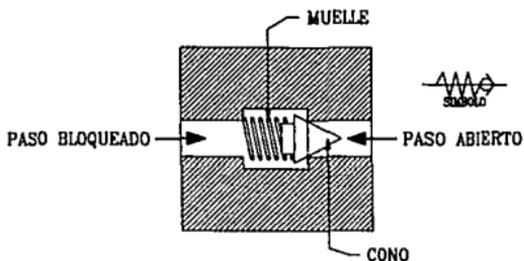
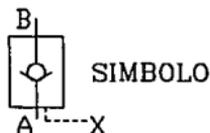
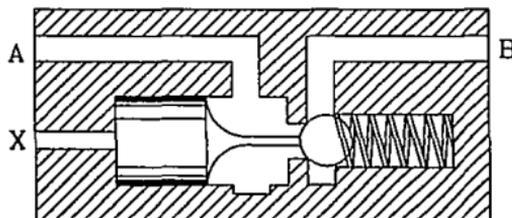


Figura 3.33

figura 3.33

Si bien las válvulas de retención se emplean generalmente para impedir el retroceso del aceite también se dan casos en que este retroceso se necesita durante alguna fase del ciclo de trabajo. Para estos casos se han diseñado las válvulas de retención pilotadas como la de la figura 3.34.

Las válvulas de retención con piloto se emplean comúnmente para mantener cilindros hidráulicos en posición, evitando su retroceso por fugas en el sistema. El cilindro hidráulico podrá ser retraído cuando se aplique presión en el piloto.



### 5.3.2.2 VALVULA DIRECCIONAL POR CARRETE.

Este tipo de válvulas también son conocidas con el nombre de válvulas de posición, de pistón o de carrete.

Las válvulas de émbolo de distribución son utilizadas para dirigir el aceite a una o mas líneas hidráulicas al ser corrido, hacia uno u otro lado el émbolo o carrete. Este tipo de válvulas es utilizado como válvula de mando, ya que permiten gobernar con ella las distintas unidades de fuerza de los sistemas hidráulicos.

En cada posición de la válvula la interconexión de las puertas externas, produce varias combinaciones de dirección del aceite. Al referirse a este tipo de válvulas, el número de puertas principales en la válvula se designa por los términos: dos vías, tres vías, cuatro vías, etc., el número de posiciones es agregado para definir adecuadamente la válvula como de dos posiciones, tres posiciones, etc.



Fig. 3.35

Las válvulas de distribución pueden ser controladas o accionadas manualmente, por resortes, levas, solenoides, eslabonamientos mecánicos, servomecanismos, aceite o aire en la presión fluida del piloto. Aun cuando las válvulas de embolo son las más comunes, existe otro tipo, tales como las rotatoria que cumplen con las mismas características y si la interconexión de puertas es la misma, el simbolo usado en el circuito será el mismo.

En los sistemas hidráulicos actuales, el empleo de este tipo de válvulas es bastante aceptable por las siguientes razones:

- 1) Responden con rapidez y permiten un manejo del fluido.
- 2) Por su adaptabilidad se pueden controlar, con una sola válvula, el número de vías que sean necesarias dependiendo del tipo de válvula, ya que estas pueden ser de 2, 3 y 4 vías.

La figura 3.36 ilustra una válvula de distribución de resorte interno, dos vías, dos posiciones, operada manualmente.

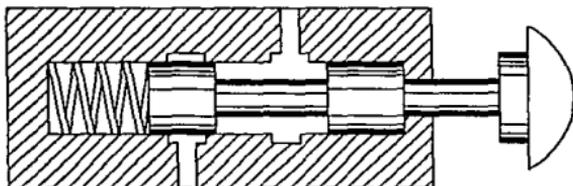


figura 3.36

La figura 3.37 ilustra una válvula de distribución de resorte interno, tres vías, dos posiciones, operada por leva.

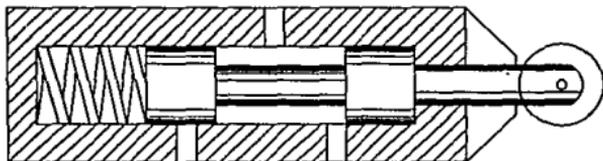


figura 3.37

La figura 3.38 ilustra una válvula de distribución centrada por resortes, con centro bloqueado, cuatro vías, tres posiciones, con piloto operado con aceite.

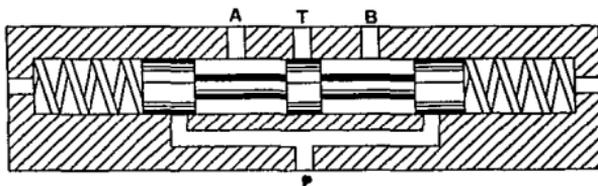
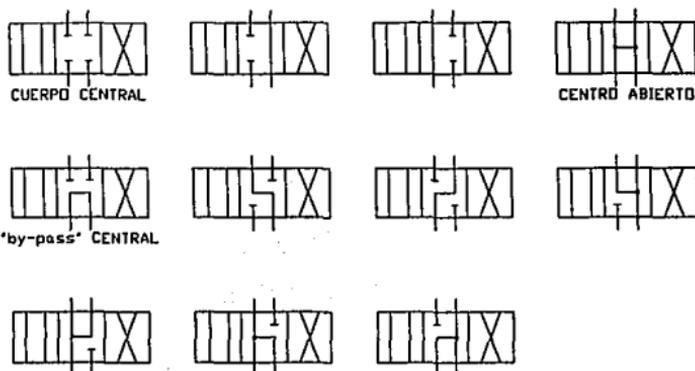


figura 3.38

La figura 3.39 ilustra los símbolos de los diferentes tipos estándar de posiciones neutras para una válvula de tres posiciones y cuatro vías.



TIPOS ESTANDAR DE POSICIONES NEUTRAS PARA  
UNA VALVULA DE TRES POSICIONES  
SIMBOLOS ASA

### 3.3.3 VALVULAS PARA REGULAR EL CAUDAL DE ACEITE.

Este tipo de valvulas se utilizan para gobernar la rapidez de flujo a varias partes del circuito de potencia fluida. Estas valvulas se emplean en sistemas hidraulicos donde es necesario poder regular con máxima precisión la velocidad de extensión de un cilindro o la velocidad de giro de un motor hidraulico, ya que permiten regular el flujo de aceite que llega a los dispositivos que transforman la fuerza hidraulica en fuerza mecanica.

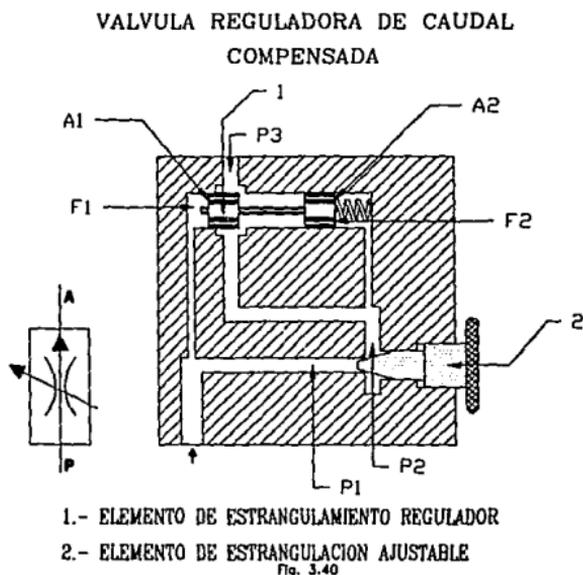
Las valvulas reguladoras de caudal se pueden dividir en dos tipos:

- 1)Valvulas reguladoras de caudal, a base de un orificio que dosifica el paso del aceite a los dispositivos cuya velocidad de trabajo se esta controlando.
- 2)Valvulas que, ademas de regular el caudal, lo reparten entre dos o mas circuitos.

Las valvulas del primer tipo pueden ser compensadas y no compensadas.

Las válvulas compensadas por presión proporcionan un medio adecuado para regular el volumen del fluido manteniendo constante el caudal de aceite hacia el elemento de trabajo aunque varíe la carga, para esto, es necesario mantener

constante la diferencia de presión  $\Delta p$  en el segmento de estrangulamiento. Por esta razón, las válvulas llevan un elemento de estrangulación ajustable (2) y, además, otro elemento de estrangulamiento regulador (1) que modifica sus resistencias en función de la presión puesta en la entrada o salida de la válvula para mantener constante la diferencia de presión en el elemento de estrangulación ajustable (2). La bifurcación de caudal, a cargo de la válvula limitadora de presión, es el resultado de la resistencia total de los dos elementos de estrangulamiento. figura 3.40.



En posición normal, la válvula está abierta. Cuando fluye el aceite, se forma la presión de entrada  $P_1$  delante del elemento de estrangulamiento (2). En él se obtiene una diferencia de presiones  $\Delta p$ ; concretamente  $P_2 < P_1$ . Para mantener el equilibrio en el elemento de estrangulamiento (1), es necesario incorporar un muelle en  $F_2$ . Este muelle proporciona una diferencia de presiones constante por acción del elemento de estrangulamiento (1). Si una carga proveniente del elemento de trabajo actúa sobre la salida de la válvula, el elemento de estrangulamiento (1) reduce la resistencia por un valor equivalente al aumento de carga.

Si aumenta la presión en la salida de la válvula, también aumenta la presión  $P_2$ . en consecuencia, cambia la diferencia de presión en el elemento de estrangulación ajustable (2). Simultáneamente,  $P_2$  actúa sobre la superficie  $A_2$  del cilindro de la válvula. esta fuerza y la fuerza del muelle actúan sobre el elemento estrangulación (1). Este abre hasta que vuelva a establecerse un equilibrio entre las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ , es decir, hasta que la diferencia de presiones en el elemento de estrangulamiento ajustable (2) vuelva a ser la original.

Otro tipo de válvula reguladora de caudal compensada se muestra en la figura 3.41 Este tipo de válvula se cierra parcialmente al aumentar la presión, manteniendo constante el caudal a la salida.

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

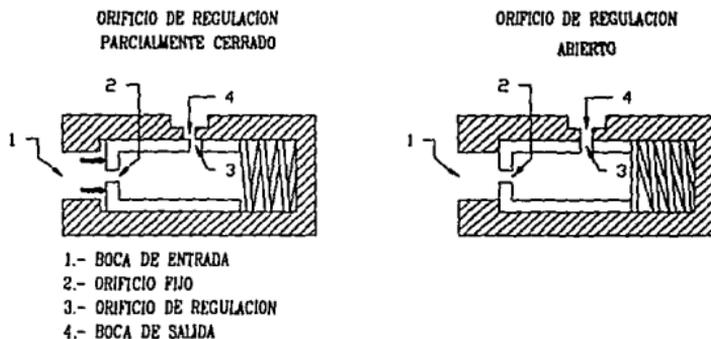


Figura 3.41

Las válvulas reguladoras de caudal mediante la derivación parcial de aceite hacia el deposito, son por lo general, compensadas, este tipo de válvula se muestra en la figura 3.42.

Para que este último tipo de válvula funcione con precisión, la bomba tiene que entregar un mayor caudal que el que deja pasar la válvula.

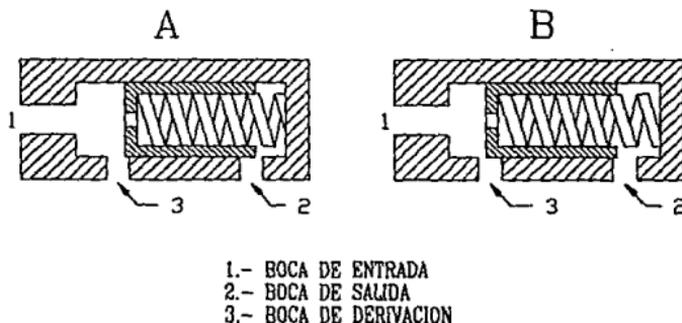


Fig. 3.42

Las valvulas de globo, asi como las de aguja (figura 3.43), no son compensadas, es decir, los cambios de presión a la salida de la valvula dependerán de la presión de entrada, por lo que las variaciones de caída de presión a través del orificio, producirán cambios en la rapidez de flujo a través de la valvula.

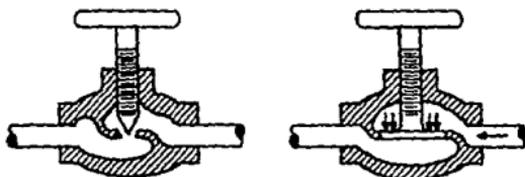


figura 3.43

### 3.4 LINEAS DE DISTRIBUCION.

El adecuado sistema de distribución de la potencia fluida es de suma importancia debido a que con frecuencia, la baja eficiencia y características indeseables de operación han sido el resultado de sistemas de distribución inadecuados. En el diseño debe de ponerse especial atención en el tamaño y longitud de la línea, en los accesorios de acoplamiento, en el material de fabricación y en el camino e instalación de las líneas.

Los componentes de potencia fluida (bombas, válvulas, cilindros, etc.) están interconectados entre sí mediante tuberías metálicas o con mangueras. El tipo de línea a utilizar y el medio de conexión dependerá de las necesidades del sistema.

#### 3.4.1 TUBERIAS METALICAS.

Las tuberías metálicas para sistemas hidráulicos de potencia son de gran utilidad en líneas de transmisión rígida.

Existen diferentes tipos de tuberías metálicas como la de cobre, aluminio y acero, siendo esta última la más utilizada, tanto la de acero inoxidable, como las de aleación SAE 1010, de acero suave rolado en frío con costura para bajas presiones y sin costura para altas presiones.

A continuación se observan los espesores mínimos de las paredes recomendados por la Joint Industry Conference (JIC) para tuberías de acero a diferentes presiones.

BAJA PRESION.

DIAMETRO DE LA TUBERIA.	ESPESOR MINIMO DE LA PARED.
Hasta 3/4" (19.05mm), inclusive	0.035" (0.89mm)
7/8" hasta 1"(22.23 a 25.4mm),inclusive	0.049" (1.24mm)
1 1/4" hasta 1 1/2"(31.8 a 38.1mm),inclusive	0.065" (1.65mm)

PRESION MEDIA.

DIAMETRO DE LA TUBERIA.	ESPESOR MINIMO DE LA PARED.
Hasta 3/4"(19.05mm),inclusive	0.035" (0.89mm)
7/8" hasta 1"(22.23 a 25.4mm),inclusive	0.049" (1.24mm)
1 1/4" hasta 1 1/2"(31.8 a 38.1mm),inclusive	0.065" (1.65mm)

PRESION ALTA MEDIA.

DIAMETRO DE LA TUBERIA.	ESPESOR MINIMO DE LA PARED.
Hasta 1/2"(12.7mm),inclusive	0.035" (0.89mm)
5/8" hasta 3/4"(15.88 a 19.05mm),inclusive	0.049" (1.24mm)
7/8" hasta 1"(22.23 a 25,4mm),inclusive	0.065" (1.65mm)
1 1/4" hasta 1 1/2"(31.8 a 38.1mm),inclusive	0.095" (2.40mm)

## PRESION ALTA.

## DIAMETRO DE LA TUBERIA.

## ESPESOR MINIMO

## DE LA PARED.

Hasta 3/8" (9.53mm), inclusive	0.060" (1.52mm)
Hasta 1/2" (12.7mm), inclusive	0.075" (1.90mm)
Hasta 5/8" (15.88mm), inclusive	0.095" (2.40mm)
Hasta 3/4" (19.05mm), inclusive	0.109" (2.77mm)
Hasta 7/8" (22.23mm), inclusive	0.109" (2.77mm)
Hasta 1" (25.4 mm), inclusive	0.120" (3.05mm)

## DEFINICIONES DE PRESIONES.

0 ≤ BAJA ≤ 200	lb/plg <sup>2</sup>	0 ≤ BAJA ≤ 14	kg/cm <sup>2</sup>
200 < MEDIA ≤ 500	lb/plg <sup>2</sup>	14 < MEDIA ≤ 35	kg/cm <sup>2</sup>
500 < ALTA MEDIA ≤ 1200	lb/plg <sup>2</sup>	35 < ALTA MEDIA ≤ 84	kg/cm <sup>2</sup>
1200 < ALTA ≤ 3000	lb/plg <sup>2</sup>	84 < ALTA ≤ 210	kg/cm <sup>2</sup>

Las tablas siguientes muestran algunos de los más comunes tamaños de tubos usados en instalaciones de potencia fluida.

## TAMAÑO DE LINEAS

T.N.L	Diam. ext. de línea	Diámetro interno de la línea		
		cédula 40	cédula 80	cédula 160
1/8	0.405	0.269	0.215	
1/4	0.540	0.364	0.302	
3/8	0.675	0.493	0.423	
1/2	0.840	0.622	0.546	0.466
3/4	1.050	0.824	0.742	0.614
1	1.315	1.049	0.957	0.815
1 1/4	1.660	1.380	1.278	1.160
1 1/2	1.900	1.610	1.500	1.338
2	2.375	2.067	1.939	1.689

*Nota: Los valores estan dados en pulgadas.*

T.N.L = Tamaño nominal de la línea

**Tabla 3.3**

## TAMAÑO DE TUBOS

De	E	Di	De	E	Di	De	E	Di
1/8	0.035	0.055	1/2	0.035	0.430	7/8	0.049	0.777
3/16	0.035	0.1175		0.049	0.402		0.065	0.745
1/4	0.035	0.180		0.065	0.370		1	0.109
	0.049	0.152	0.095	0.310	0.049	0.902		
5/16	0.065	0.120	5/8	0.035	0.555	1 1/4	0.065	0.870
	0.035	0.2425		0.049	0.527		0.120	0.760
	0.049	0.2145		0.065	0.495		0.065	1.120
	0.065	0.1825		0.095	0.435		0.095	1.060
3/8	0.035	0.305	3/4	0.049	0.652	1 1/2	0.120	1.010
	0.049	0.277		0.065	0.620		0.065	1.370
	0.065	0.245		0.109	0.532		0.095	1.310

*Nota: los valores estan dados en pulgadas.*

De = Diámetro externo del tubo.

E = Espesor de la pared.

Di = Diámetro interno del tubo.

**Tabla 3.4**

#### 9.4.2 MANGUERAS.

El uso de las mangueras hidráulicas da flexibilidad al sistema y reduce los impactos en las líneas. Las mangueras se utilizan en circuitos cuyas partes están sujetas a vibraciones y cuando sea necesario proporcionar movimiento relativo entre dos partes del circuito.

La manguera consiste en un tubo interno de hule reforzado con tejido de algodón, tejido de rayón, de malla metálica o de una combinación entre estas. El tipo y número de las capas de refuerzo determinará la resistencia de la manguera a cierta presión.

El tubo interior de la manguera es de hule sintético resistente al efecto deteriorante del aceite, tiene que ser de superficie lisa, flexible y capaz de resistir el calentamiento y la corrosión.

La cubierta exterior tiene por objeto proteger las capas de refuerzo por lo que suele ser de un material resistente a los abrasivos, al aceite, a la suciedad y a la acción de la intemperie.

Las mangueras se clasifican de acuerdo a la presión que pueden resistir, existiendo los siguientes tipos:

- a) Mangueras de baja presión.
- b) Mangueras de presión media.
- c) Mangueras de alta presión.
- d) Mangueras de muy alta presión.

Las mangueras para altas presiones llevan más capas de refuerzo o capas de refuerzo más gruesas. Sin embargo, la máxima presión que una manguera es capaz de soportar varía con su sección. La manguera de mayor sección soporta menos presión que una de menor sección de la misma estructura.

En los siguientes cuadros se especifican las diferentes mangueras para diferentes presiones de trabajo, así como los tamaños de las mangueras dependiendo del tipo de tejido.

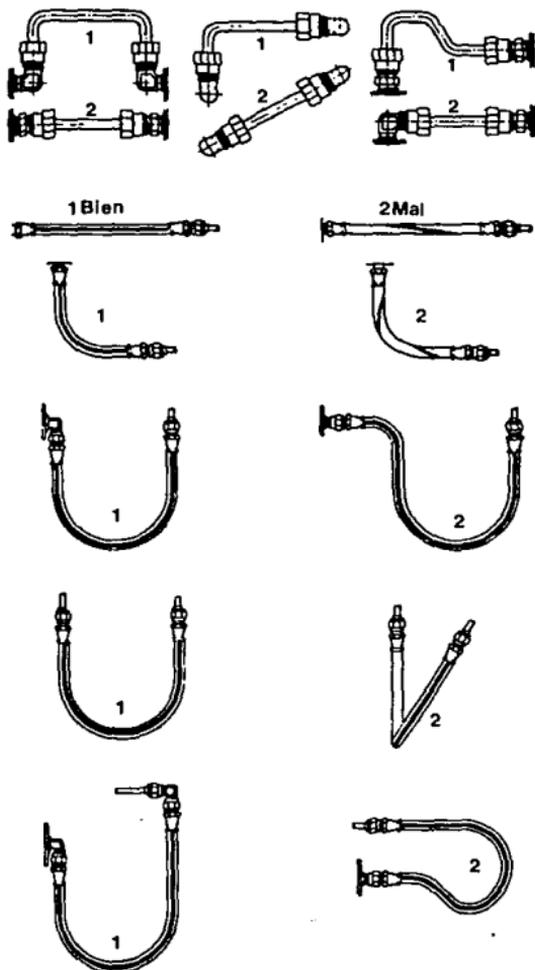
Tabla 3.5

Sección de la manguera	1	2	3
1/4"	210	350	
3/8"	160	280	350
1/2"	140	250	280
5/8"	125	200	
3/4"	100	160	210
1"	60	130	210
1 1/4"	40	115	210
1 1/2"	35	90	210
2"	25	80	175

- 1 = Emplear manguera para presión media, una malla de alambre con presión de trabajo  $\text{Kg/cm}^2$ .
- 2 = Emplear manguera para alta presión, múltiples mallas de alambre, con presión de trabajo  $\text{Kg/cm}^2$ .
- 3 = Emplear manguera para muy alta presión con espirales de alambre, con presión de trabajo  $\text{kg/cm}^2$ .

La instalaci3n de las tuberias es un factor muy importante debido a que una mala colocaci3n hara ineficaz el sistema hidr3ulico.

La correcta instalaci3n de tubos y mangueras se aprecia en la figura 3.44.



#### 3.4.4 CRITERIO DE DISEÑO PARA TAMAÑO Y LONGITUD DE LÍNEA.

El tamaño de la línea a usar en un sistema de potencia fluida depende del volumen del fluido requerido por las unidades motrices, la densidad del fluido y las condiciones de flujo del sistema. El volumen requerido por las unidades motrices es una función de la velocidad generada por los motores y del tamaño de estos. Así el gasto a manejar por las líneas de fluido, puede establecerse al conocer el juego de requerimientos para las unidades motrices. Ya que la viscosidad del fluido varía tanto con la presión como con la temperatura, el conocimiento de las condiciones de estado es necesario, así como las características del aceite. Generalmente la temperatura ordinaria del aceite en las condiciones de operación, permitirá la determinación del valor de la densidad que sea satisfactoria para la mayoría de los cálculos. La temperatura de operación óptima depende en alto grado del tipo de sistema y del fluido seleccionado.

En los sistemas hidráulicos es deseable que el aceite tenga un comportamiento entre líneas de flujo laminar, esto sucede, como se mencionó anteriormente, cuando el número de Reynolds tiene un valor abajo de 2300. No es deseable que el flujo tenga un comportamiento turbulento, ya que se produce una excesiva pérdida de presión que hace que la temperatura de operación se eleve; deberá establecerse como regla

general, el que los sistemas hidráulicos siempre operen en la región de régimen laminar ya que una vez que se permite que exista flujo turbulento, el aumento resultante de la temperatura hace que la densidad decrezca, mientras que el número de Reynolds aumenta. Generalmente en sistemas operados a temperaturas excesivas es necesario usar tuberías de mayor diámetro para establecer un flujo laminar.

Fijando el número de Reynolds en un máximo de 2300, podremos determinar el diámetro interno mínimo que nos garantizará un flujo laminar en el sistema, para lo cual utilizaremos las siguientes fórmulas:

$$N_R = 7740 \frac{UD}{\nu}$$

$$N_R = 3160 \frac{Q}{D\nu}$$

Despejando D de ambas ecuaciones y sustituyendo  $N_R = 2300$  tenemos las siguientes relaciones que nos permitirán calcular el diámetro interior mínimo:

$$D = 0.297 \frac{\nu}{U}$$

$$D = 1.374 \frac{Q}{\nu}$$

Donde D = diámetro interno mínimo de la línea (plg)

U = Velocidad del fluido (ft/seg)

$\nu$  = viscosidad cinemática (centistokes)

Q = gasto (gal/min)

Al establecer la trayectoria de las líneas de distribución, esta deberá de ser la más corta posible para reducir las pérdidas de presión, sin embargo, esto no significa que no

deba de haber dobleces en las líneas ya que los sistemas hidráulicos de potencia deben de diseñarse para operar a diferentes temperaturas, por lo que deberá preverse la expansión y la contracción de la línea dándole por lo menos un doblez que permita desplazamientos lineales.

El Radio de un doblez en línea de tubo no deberá de ser menor que tres veces el diámetro exterior de la línea; de otro modo ocurrirá turbulencia.

#### 3.4.3 PERDIDAS DE PRESION EN SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA.

En la mayoría de las aplicaciones de potencia fluida, la pérdida de presión debida a la fricción en líneas, representa una pequeña parte de los requerimientos totales, sin embargo, es de tomarse en cuenta para un análisis detallado de la eficiencia del sistema.

El calculo de pérdidas de presión ha de determinarse habiendo diseñado el circuito, seleccionado el tipo de línea y componentes. Las velocidades de operación de las unidades motrices y la presión requerida en el motor para producir la fuerza o torque son conocidos, la potencia hidráulica requerida para el sistema puede calcularse una vez que se determinen las pérdidas de presión en las líneas.

Uno de los métodos más convenientes para determinar las pérdidas en la línea, que es preciso para la mayoría de los

casos, abarca la conversión de todas las secciones de flujo a longitudes equivalentes de un mismo tamaño de línea. El circuito completo deberá primero dividirse en secciones diferentes que tengan el mismo gasto.

Si una sección de un circuito consta de más de un tamaño de líneas, tal como en una línea de succión de una bomba o una de descarga, el tamaño de la línea más corta, se convierte en una longitud de línea equivalente al tamaño de la línea más larga usando la siguiente relación:

$$L_e = \left[ L \frac{D_c}{D} \right]^3$$

donde:  $L_e$  = longitud equivalente de la línea.

$L$  = longitud de la línea corta.

$D_c$  = diámetro interno de la línea equivalente.

$D$  = diámetro interno de la línea larga.

Los efectos de todo tipo de conexiones, válvulas y puntos de entrada y salida, pueden expresarse en función de longitudes equivalente de tubería recta, del tamaño establecido según el criterio para la sección del circuito. El uso de la siguiente ecuación permite que los elementos del flujo más comunes se conviertan en longitudes equivalentes:

$$L_e = \frac{K D_c}{12 f}$$

donde:  $L_e$  = longitud equivalente de línea (ft)

$K$  = coeficiente de pérdidas.

$f$  = coeficiente de fricción.

$D_e$  = diámetro interno de la línea equivalente (plg)

La magnitud del coeficiente de pérdidas para algunos de los diferentes elementos de flujo, se han establecido por pruebas de laboratorio y se representan en la siguiente tabla:

### COEFICIENTES DE PERDIDAS\*

Elementos en la línea de flujo.	coeficiente de pérdidas "K"
Válvula de globo totalmente abierta.	10.00
Válvula de codo totalmente abierta.	5.00
Válvula de compuerta totalmente abierta.	0.19
cerrada 1/4	1.15
cerrada 1/2	5.60
cerrada 3/4	24.00
"T" estándar.	1.80
Codo estándar.	0.90
Codo medio.	0.75
Codo largo.	0.60
Codo de 45.	0.42
Curva en "U" estrecha.	2.20
Boquilla entrante o de borda.	0.83
Amplificador Sudden.	
Depósito o tamaño de cilindro	1.00
$d/D = 1/4$	0.92
$d/D = 1/2$	0.56
$d/D = 3/4$	0.19
Contracción Sudden.	
Depósito o tamaño del cilindro.	0.50
$d/D = 1/4$	0.42
$d/D = 1/2$	0.33
$d/D = 3/4$	0.19

\*Datos obtenidos de la compañía CRANE.

$d$  = diámetro pequeño

$D$  = diámetro grande

Tabla 3.6

Existen muchos componentes que se usan en sistemas de potencia fluida que no son estáticos respecto al flujo, lo que significa que el coeficiente de pérdida varía considerablemente, como es el caso en la operación de una válvula de secuencia. En tales casos, el efecto de los componentes en relación con el resto del circuito, debe estudiarse cuidadosamente y hacer una comparación mental con los elementos que tienen coeficientes conocidos.

Resumiendo, la presión perdida debida a la fricción del gasto en el sistema, puede determinarse al convertir todas las líneas, accesorios y componentes al mismo gasto, tamaño común y longitud equivalente. La pérdida real de presión en la sección, puede entonces calcularse mediante alguna de las ecuaciones siguientes:

$$Pr = 0.0808fsU^2 \frac{L}{D}$$

$$Pr = 0.01345fsQ^2 \frac{L}{D^5}$$

donde: Pr = pérdida de presión (lb/plg<sup>2</sup>)

L = longitud de la línea (ft)

D = diámetro de la línea (plg)

U = velocidad del fluido (ft/seg)

Q = gasto (GPM)

s = peso específico del fluido.

f = factor de fricción (aprox. igual a 64/N<sub>Re</sub>)

La pérdida total máxima de fricción en las líneas, es la suma de pérdidas de fricción de cada sección de flujo constante en operación al mismo tiempo. La presión máxima requerida por la bomba, es la máxima total de pérdidas en las líneas, más la mayor presión del motor. La potencia hidráulica requerida por el sistema es:

$$HP = \frac{QP}{1714}$$

donde: HP = potencia hidráulica (hp)

Q = gasto (gal/min)

P = presión máxima requerida por la bomba (lb/plg<sup>2</sup>)

ENEP ARAGON

TABLERO HIDRAULICO

TESIS

UNAM

PROFESIONAL

1994

LINEAS DE DISTRIBUCION

PROGRAMA PARA EL CALCULO DE LA TUBERIA

```

40 CLS:KEY OFF
50 LOCATE 2,30:PRINT"CALCULO DE TUBERIAS"
60 LOCATE 6,10:PRINT"VELOCIDADES RECOMENDADAS"
70 LOCATE 8,12:PRINT"LINEA DE DESCARGA 10 - 15 ft/seg"
80 LOCATE 9,12:PRINT"LINEA DE PRESION 7 - 20 ft/seg"
90 LOCATE10,12:PRINT"LINEA DE SUCCION 4 - 4 ft/seg"
100 LOCATE11,10:PRINT"NUMERO DE REYNOLDS RECOMENDADO"
110 LOCATE12,12:PRINT"Nr < 2300"
120 LOCATE14,10:INPUT"CAUDAL [GPM]:";Q
130 LOCATE15,10:INPUT"VELOCIDAD EN LINEA DE PRESION [ft/seg]:";V1
140 LOCATE16,10:INPUT"VELOCIDAD EN LINEA DE SUCCION [ft/seg]:";V2
150 LOCATE17,10:INPUT"VELOCIDAD EN LINEA DE DESCARGA [ft/seg]:";V3
160 LOCATE18,10:INPUT"VISCOSIDAD EN CENTISTOKES " ;CS
165 P=3.141592654
170 A1=(Q*.3208)/V1;A2=(Q*.3208)/V2;A3=(Q*.3208)/V3
180 D1=SOR((A1+.4)/P);D2=SOR((A2+.4)/P);D3=SOR((A3+.4)/P)
190 D4=D1*25.4;D5=D2*25.4;D6=D3*25.4
200 V4=V1*30.48*10;V5=V2*30.48*10;V6=V3*30.48*10
210 NR1=(V4+D4)/CS;NR2=(V5+D5)/CS;NR3=(V6+D6)/CS
220 LOCATE20,10:PRINT"DIAMETRO DE LINEA DE PRESION [PLG]:";D1
230 LOCATE21,10:PRINT"DIAMETRO DE LINEA DE SUCCION [PLG]:";D2
240 LOCATE22,10:PRINT"DIAMETRO DE LINEA DE DESCARGA [PLG]:";D3
250 LOCATE20,50:PRINT"Nr=";NR1
260 LOCATE21,50:PRINT"Nr=";NR2
260 LOCATE22,50:PRINT"Nr=";NR3
270 END

```

## CALCULO DE TUBERIAS

## VELOCIDADES RECOMENDADAS

LINEA DE DESCARGA 10 - 15 ft/seg  
 LINEA DE PRESION 7 - 20 ft/seg  
 LINEA DE SUCCION 2 - 4 ft/seg  
 NUMERO DE REYNOLDS RECOMENDADO  
 Nr<2300

CAUDAL [GPM]-7 1.5  
 VELOCIDAD EN LINEA DE PRESION [ft/seg]-7 10  
 VELOCIDAD EN LINEA DE SUCCION [ft/seg]-7 3  
 VELOCIDAD EN LINEA DE DESCARGA [ft/seg]-7 12  
 VISCOSIDAD CINEMATICA EN CENTISTOKES -7 100

DIAMETRO DE LA LINEA DE PRESION [PLG]=0.247524 Nr=191.6313  
 DIAMETRO DE LA LINEA DE SUCCION [PLG]=0.451915 Nr=104.9608  
 DIAMETRO DE LA LINEA DE DESCARGA [PLG]=0.225957 Nr=209.9216



### 3.5 LIQUIDOS HIDRAULICOS.

El liquido hidraulico es el medio por el cual se va a transmitir la fuerza proporcionada por la bomba hacia los diferentes elementos que realizan trabajo tales como los motores y cilindros hidraulicos.

El liquido hidraulico debe de considerarse como el elemento mas importante dentro de un sistema hidraulico de potencia debido a que la mayoria de las averias o mal funcionamiento del sistema se deben al empleo de liquidos no adecuados o de liquidos contaminados.

#### 3.5.1 CLASIFICACION DE LOS LIQUIDOS HIDRAULICOS.

Existen una gran variedad de liquidos hidraulicos tales como el aceite mineral e incluso el agua combinada con otros elementos, pero, en la actualidad la tendencia es utilizar liquidos a base de aceites minerales refinados a los cuales se les agregan ciertos aditivos que les proporcionan o eliminan determinadas propiedades.

Los liquidos hidraulicos se clasifican en tres tipos según sus propiedades y su composición:

- a) Liquido hidraulico HL
- b) Liquido hidraulico HLP
- c) Liquido hidraulico HV

En las siglas la letra H indica que se trata de un líquido hidráulico y las demás se refieren a los aditivos.

a) Líquido hidráulico HL.

Características especiales.-Protección anticorrosiva y aumento de la resistencia al envejecimiento.

Aplicación.-Equipos en los que surgen considerables esfuerzos térmicos o en los que es posible la corrosión por entradas de agua.

b) Líquido hidráulico HLP.

Características especiales.-Mayor resistencia al desgaste.

Aplicación.-Las mismas que los líquidos HL y, además, para equipos en los que por su estructura o modo de operación hay más fricciones.

c) Líquido hidráulico HV.

Características especiales.-Viscosidad menos afectada por la temperatura.

Aplicación.-Las mismas que los líquidos HLP; se utiliza en equipos sometidos a oscilaciones considerables de la temperatura o que trabajan en temperaturas ambiente bajas.

Existen también los llamados líquidos sintéticos, los cuales se clasifican en acuosos y anhidricos. La estructura química de esta clase de líquidos impide la inflamación de sus gases, estos líquidos se identifican por sus siglas HF.

LIQUIDOS DIFICILMENTE INFLAMABLES		
DENOMINACION	COMPOSICION	CONTENIDO DE AGUA EN %
HFA	EMULSIONES DE ACEITE Y AGUA	80 - 98
HFB	EMULSIONES DE AGUA Y ACEITE	40
HFC	SOLUCIONES ACUOSAS. p. ej. GLICOL ACUOSO	35 - 55
HFD	LIQUIDOS ANHIDRICOS p. ej. ESTER DE FOSFATO	0 - 0.1

tabla 3.7

Durante el desarrollo del sistema hidráulico es de suma importancia la buena selección del líquido hidráulico el cual debe de poseer las propiedades adecuadas dependiendo de las condiciones a las que operará el sistema para que éste último funcione eficientemente.

Un buen líquido hidráulico debe de realizar las siguientes funciones dentro del sistema hidráulico:

- a) Transmitir la fuerza aplicada al mismo.
- b) Lubricar las piezas en movimiento.
- c) proteger las partes de la maquina contra la oxidación y la corrosión.

Así como también debe de conservarse inalterado durante un largo periodo de tiempo, no hacer espuma ni oxidarse y permitir con facilidad el desprendimiento del aire, agua u

otros contaminantes que éste pudiera arrastrar.

### 3. 5. 2 PROPIEDADES DE LOS LIQUIDOS HIDRAULICOS.

#### 3. 5. 2. 1 VISCOSIDAD.

La viscosidad es de suma importancia para la adecuada transmisión de fuerza. La viscosidad como se mencionó anteriormente es la resistencia de líquido a fluir.

Todos los aceites minerales se hacen más fluidos al aumentar la temperatura y más densos al disminuir ésta, así como también la viscosidad se ve alterada por los cambios de presión en el sistema.

Si el líquido es demasiado fluido (poco viscoso) aumenta la posibilidad de que se presenten fugas a través de juntas y retenes traduciendo estas en pérdidas de presión y caudal. Por el contrario, si el líquido es demasiado denso (muy viscoso), los elementos del sistema hidráulico trabajarán muy lentamente consumiendo potencia al hacer circular el líquido por el sistema elevándose la temperatura del mismo. Las propiedades lubricantes del líquido dependen en mucho de su viscosidad.

El índice de viscosidad (VI) nos indica la habilidad de un aceite para soportar cambios en su viscosidad debidos a los incrementos de temperatura. Un líquido tendrá un índice de viscosidad (VI) bajo si es muy denso a bajas temperaturas y muy fluido a altas temperaturas; por otra parte, si la

viscosidad del líquido no varía con la temperatura se dice que tiene un índice VI muy alto, por lo que en un sistema donde existieran grandes variaciones de temperatura el mejor líquido será aquel que tenga un alto índice VI, cuando en el sistema no existieran grandes cambios en la temperatura el índice VI pierde significado.

El índice VI de los aceites minerales por lo general es bueno, pero puede mejorarse agregándoles aditivos especiales que nos permitan reducir al mínimo las variaciones de la viscosidad por efecto de la temperatura.

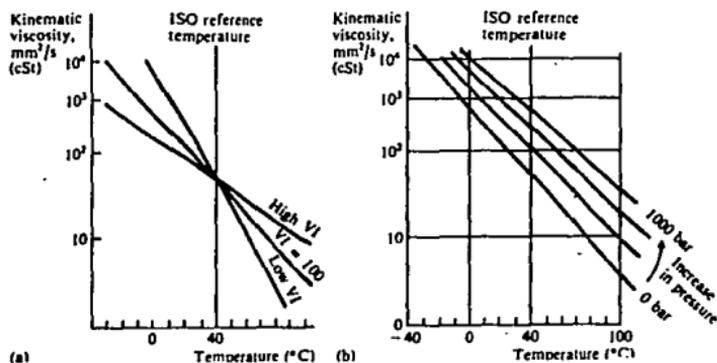


figura 3.4d

### 3.5.2.2 REDUCCION DE LA FRICCION.

Un buen aceite debe de tener la propiedad de adherirse a las superficies y la capacidad de penetrar entre superficies altamente ajustadas manteniendo las superficies separadas por una película finísima de aceite que deberá mantenerse bajo

condiciones de alta presión y temperatura por lo que deberá contar con aditivos de extrema presión los cuales darán buena lubricación en esas circunstancias ya que estos aditivos reaccionan químicamente al incrementarse la temperatura formando compuestos de naturaleza lubricante de gran resistencia evitándose así la fricción y el desgaste.

#### 9.5.2.3 RESISTENCIA A LA OXIDACION.

Los aceites al combinarse con el oxígeno del aire se oxidan cambiando las propiedades de estos y debido a esta reacción se forman ácidos orgánicos que atacan las partes metálicas del sistema hidráulico, esta reacción se acelera por la presencia de agua y otros contaminantes por lo que el sistema de filtrado es de suma importancia, la oxidación también se ve favorecida por los incrementos de temperatura por lo que en algunos sistemas será necesario utilizar un radiador para el aceite.

Un aceite de alta calidad debe ser capaz de resistir por largos periodos de tiempo la tendencia a la formación de materias que alteran su viscosidad y que posteriormente puedan originar la formación de depósitos; esto se logra mediante el uso de aditivos, los cuales se conocen como inhibidores de oxidación y mediante ellos es posible que el aceite permanezca en servicio durante largos periodos de tiempo.

#### 3.5.2.4 RESISTENCIA A FORMAR ESPUMA.

El funcionamiento correcto de todo sistema hidráulico de potencia se basa en la propiedad de los líquidos de ser incompresibles, de ahí que un buen líquido hidráulico deberá tener la propiedad de disolver pequeñas cantidades de aire. El aire disuelto no perturba el sistema hidráulico, a mayor temperatura y presión podrá ser disuelto mayor cantidad de aire pero cuando la cantidad de aire que se mezcla con el líquido es mayor que la que éste es capaz de disolver o cuando la presión del sistema disminuye, se formarán burbujas que al ser compresibles perturbarán el funcionamiento del sistema, debido a esto es necesario que el aceite posea una mayor habilidad para reducir la formación de espuma. Aun cuando un aceite bien refinado no está sujeto a excesiva espuma, su habilidad para evitar la formación se puede mejorar mediante la aplicación de un aditivo especial el cual se concentra sobre la burbuja de aire envolviéndola y debilitándola hasta reventarla, o permitiendo que las pequeñas burbujas formen otras de mayor tamaño que suben rápidamente hacia la superficie en los depósitos y estallan.

#### 3.5.2.5 DEMULSIBILIDAD.

La demulsibilidad es la característica del fluido que permite a un aceite separarse rápida y completamente del agua.

Contrariamente a lo que se cree, el aceite y el agua se mezclan . Esta mezcla es llamada emulsión. Es casi imposible conservar un sistema hidraulico totalmente libre de agua debido a que en el depósito de aceite entra vapor de agua que se condensa sobre las paredes escurriendo en forma de gotas, el aire puede también introducirse en el sistema a través de minúsculos orificios y poros que pudiera tener éste. Una pequeña cantidad de agua puede ser tolerada, pero una cantidad apreciable puede causar considerables daños al sistema.

La violenta agitación y la circulación del líquido que se produce durante el trabajo del sistema hidráulico, emulsionan rápidamente el agua con el aceite lo cual favorece la oxidación, acelera la formación de ácidos, reduce el poder lubricante de líquido y aumentaran las fugas debido al adelgazamiento del aceite.

#### OTROS CONTAMINANTES.

Un buen líquido hidráulico no debe contener otros contaminantes tales como: partículas metálicas, polvo, suciedad, entre otros, debido a que estas materias deterioran las piezas ajustadas con precisión y favorecen la oxidación.

### 3.6 FILTRACION DE LIQUIDOS HIDRAULICOS.

Los sistemas hidraulicos funcionaran mejor y por mucho mas tiempo, si el liquido hidraulico es mantenido libre de cualquier partícula extraña.

En la práctica es imposible bombear un fluido a través de un haz de líneas sin que éste llegue a contaminarse, por lo que se deberá de contar con filtros que mantengan la suciedad en niveles permisibles para evitar un desgaste precoz de los elementos, así como el mal funcionamiento de los mismos.

El nivel de suciedad permisible dependerá del tipo de sistema hidraulico.

Existen basicamente tres métodos de filtrado:

- a) Mecánico. En el cual el medio filtrante es normalmente una malla o tela filtrante o una serie de discos separados por espaciadores muy delgados.
- b) Absorbente. El cual emplea un material poroso permeable como medio filtrante. Como la porosidad y la permeabilidad del material del filtro pueden controlarse parcialmente, es posible lograr la filtración de partículas extremadamente pequeñas.
- c) Adsorción. Este método se basa en la tendencia de ciertas partículas a adherirse a la superficie de algunos sólidos o líquidos. Como la adsorción es un fenómeno de superficie,

la capacidad de adsorber dependerá de la cantidad de superficie que el material esponga a las partículas de otra sustancia. La atracción iónica exhibida por el material adsorbente provoca la purificación del líquido. Esto sin embargo no es recomendable cuando en el sistema se están utilizando líquidos con aditivos.

Las partículas de suciedad se miden en micrones  $\mu\text{m}$  (1 micron = 0.001 mm) y en concordancia con ello se indica también el grado de filtración. Dicha graduación se clasifica de la siguiente manera:

- a) Grado absoluto de filtración. Indica el tamaño de la partícula más grande que puede atravesar el filtro.
- b) Grado nominal de filtración. Se refiere a que las partículas del tamaño nominal de los poros son retenidas por el filtro después de varios pasos.
- c) Valor  $\beta$ . Indica la diferencia de la cantidad de partículas de un determinado tamaño que se encuentran en el lado de entrada y en el lado de salida del filtro.

$$\beta_x = Y$$

x = grado de filtración.

Y = número de partículas de tamaño "x" que existen en el lado de entrada del filtro, por cada partícula existente en el lado de salida.

## GRADOS DE FILTRACIÓN Y CAMPOS DE APLICACION

Grado de filtración $x$ en micrones, siendo $\beta_x = 100$	TIPO DE SISTEMA HIDRAULICO
1 - 2	Para impurezas finas en sistemas altamente sensibles, preferentemente en la aviación y en laboratorios.
2 - 5	Para sistemas de mando y control sensibles y de alto rendimiento en márgenes de presión alta; robots y maquinas herramientas.
5 - 10	Para sistemas hidráulicos industriales de alta calidad y fiabilidad con previsible vida útil de sus componentes.
10 - 20	Para hidráulica general y sistemas hidráulicos móviles, presiones medias y tamaños intermedios.
15 - 25	Para sistemas de la industria pesada de baja presión o para sistemas de vida útil limitada.
20 - 40	Para sistemas de baja presión con holguras grandes.

Tabla 3.8

### 3.4.1 FILTRO DE DESCARGA.

Los filtros para el aceite de descarga son montados directamente sobre el depósito de aceite. El cuerpo y el cartucho tienen que poder resistir picos de presión que se producen cuando se abren repentinamente válvulas grandes, o tienen que estar provistos de una válvula de respuesta rápida que dirija el aceite directamente hacia el depósito. Este

tipo de filtración es menos costosa que la filtración a altas presiones.

**PARAMETROS IMPORTANTES:**

Presión de trabajo: según tipo, hasta 30 bar

Caudal: de 1300 a 3900 l/min

Grado de filtración: desde 10 hasta 25  $\mu\text{m}$

Diferencia máxima

de presión: según tipo de cartucho, hasta 70 bar

**3.4.2 FILTRO DE ASPIRACION.**

Este tipo de filtro se ubica en el tubo de aspiración de la bomba; de este modo, el aceite proveniente del depósito es aspirado a través del filtro, con lo que solamente pasa aceite filtrado al sistema hidráulico.

**PARAMETROS IMPORTANTES:**

Grado de filtración: de 60 hasta 100 $\mu\text{m}$

Este tipo de filtro se utiliza preferentemente en sistemas hidráulicos que no ofrecen garantías en relación con la pureza del aceite en el depósito. Su función principal consiste en proteger a la bomba y tiene un bajo rendimiento de filtración ya que permite el paso de partículas de 0.06 hasta 0.1 mm. Además, dificultan la aspiración del aceite por la bomba debida a una considerable disminución de la presión o a causa del grado de obturación del filtro. Esta es la razón por la que estos filtros no pueden tener un mayor grado

de filtración, ya que en ese caso se generaría una depresión en la bomba con el consecuente efecto de cavitación. Los filtros de aspiración están provistos de una válvula de desviación para evitar los problemas anteriores.

#### 3.4.3 FILTROS DE PRESION.

Este filtro se ubica en la tubería de impulsión del sistema hidráulico antes de los elementos sensibles a la suciedad como lo son las válvulas.

El filtro de presión tiene que ser muy resistente, ya que estará expuesto a la presión máxima de trabajo. Es recomendable que cuente con un indicador del grado de suciedad.

#### PARAMETROS IMPORTANTES:

Presión de trabajo: hasta 420 bar

Caudal: hasta 330 l/min

Grado de filtración: desde 3 hasta 5  $\mu\text{m}$

Diferencia máxima

de presión: según tipo de cartucho, hasta 200 bar

#### 3.4.4 UBICACION DE LOS FILTROS.

La ubicación de los filtros dependerá de la sensibilidad de los elementos de trabajo frente a la suciedad, del grado de impurezas de aceite, así como de los costos.

Los filtros pueden ser ubicados en el circuito principal o en un circuito secundario según se muestra en las siguientes figuras.

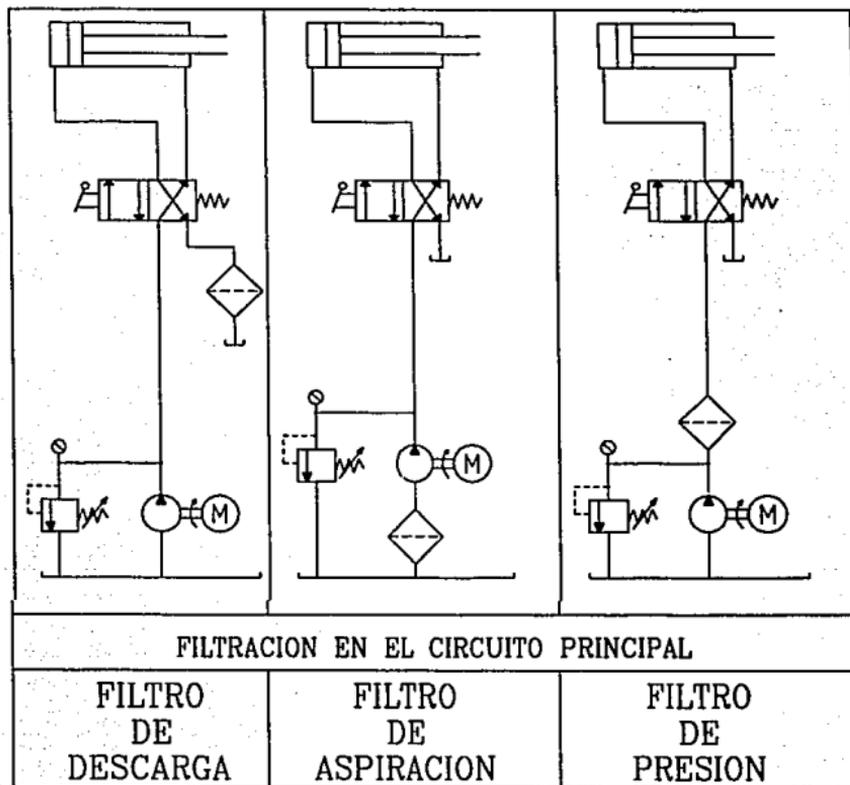
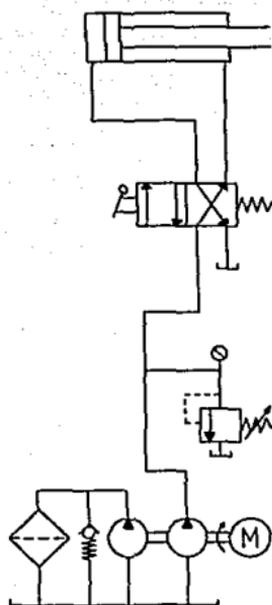


Fig. 3.47



FILTRACION  
EN UN  
CIRCUITO  
SECUNDARIO

figura B. 48

Las tablas siguientes muestran las características principales de las diferentes ubicaciones de los filtros, así como los grados de filtración recomendados.

## GRADOS DE FILTRACIÓN

ELEMENTO HIDRAULICO	TIPO DE FILTRO	UBICACION DEL FILTRO	Grado nominal de filtración $\mu\text{m}$
Bomba de émbolos axiales	A	1 y/o 2 4	< 25 <25
bombas de: * engranes. * de émbolos radiales.	A	1	< 63
válvulas de: * vías. * antirretorno. * reguladoras de caudal y presión. * cilindros hidráulicos.	B	3	< 63
Motores hidráulicos de revoluciones intermedias.	A	1	< 25

- 1 = Tubería de descarga  
 2 = Tubería de presión  
 3 = Tubería de succión.  
 4 = Tubería de baja presión.

- A = filtro para circuito principal.  
 B = filtro para circuito secundario.

Tabla 3.9

Cualquier filtro provoca una pérdida de presión en el sistema. La tabla siguiente proporciona valores orientativos que pueden aplicarse en la práctica para el filtrado en el circuito principal.

FILTRO	Pérdida de presión aprox. en bars a temperatura de trabajo.
*Filtro de presión.	1 hasta 1.5
*Filtro de descarga.	0.5
*Filtro de succión.	0.05 hasta 0.1

tabla 3.10

Para la filtración en circuito secundario, el caudal volumétrico de la bomba utilizada para este fin, deberá corresponder a aproximadamente 10% del contenido del depósito.

El filtro deberá ser lo suficiente grande para evitar que las pérdidas de presión sean demasiado cuantiosas. La pérdida total de presión es determinada por la viscosidad, la graduación del filtro y la cantidad de flujo.

El fabricante del filtro indica el factor de viscosidad  $f$  y la pérdida de presión del cuerpo y del cartucho.

La diferencia total de presión ocasionada por el filtro completo se obtiene en base a la siguiente ecuación:

$$Pr = \text{Pérdida en el cuerpo} + (\text{pérdida en el cartucho} * f)$$

donde Pr = pérdida total.

ENEP ARAGON	SIMBOLOS HIDRAULICOS	TESIS PROFESIONAL
U N A M	NORMA DE REFERENCIA DIN ISO 1219	1994
<b>TRANSMISION Y PREPARACION DE ENERGIA</b>		
FUENTE DE PRESION HIDRAULICA		
MOTOR ELECTRICO		
MOTOR TERMICO		
LINEA DE TRABAJO		
LINEA DE PILOTAJE		
LINEA DE FUGA		
LINEA FLEXIBLE		
CONEXIONES DE LINEAS		
CRUCES DE LINEAS		
EVACUACION DE AIRE		
DEPOSITO		
FILTRO		
ENFRIADOR		
CALENTADOR		
LINEA CERRADA (TAPON)		
LINEA ELECTRICA		
ACUMULADOR DE PRESION		

ENEP ARAGON

SIMBOLOS HIDRAULICOS

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

NORMA DE REFERENCIA  
DIN ISO 1219

## BOMBAS Y MOTORES HIDRAULICOS

BOMBA DE CAUDAL CONSTANTE	{	CON UN SENTIDO DE FLUJO	
		CON DOS SENTIDOS DE FLUJO	
BOMBA DE CAUDAL VARIABLE	{	CON UN SENTIDO DE FLUJO	
		CON DOS SENTIDOS DE FLUJO	
MOTOR DE CAUDAL FIJO	{	CON UN SENTIDO DE FLUJO	
		CON DOS SENTIDOS DE FLUJO	
MOTOR DE CAUDAL VARIABLE	{	CON UN SENTIDO DE FLUJO	
		CON DOS SENTIDOS DE FLUJO	
MOTOR DE CILINDRO			
BOMBA/MOTOR CON SENTIDO DE FLUJO UNICO	{	DE CAUDAL FIJO	
		DE CAUDAL VARIABLE	
BOMBA/MOTOR CON INVERSION DEL SENTIDO DE FLUJO	{	DE CAUDAL FIJO	
		DE CAUDAL VARIABLE	
BOMBA/MOTOR DE CAUDAL VARIABLE CON DOS SENTIDOS DE FLUJO			
MOTOR VARIACION DE VELOCIDAD			

ENEP ARAGON

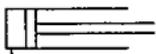
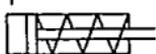
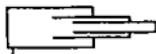
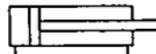
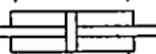
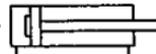
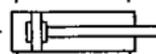
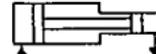
SIMBOLOS HIDRAULICOS

TESTS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

NORMA DE REFERENCIA  
DIN ISO 1219

## CILINDROS HIDRAULICOS

CILINDRO DE SIMPLE EFECTO	{ RETORNO POR FUERZA EXTERNA	
	{ RETORNO POR MUELLE	
CILINDRO TELESCOPICO	{ DE SIMPLE EFECTO	
	{ DE DOBLE EFECTO	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO	{ DESEQUILIBRADO	
	{ EQUILIBRADO	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO	{ CON AMORTIGUACION FINAL EN UN SENTIDO	
	{ CON AMORTIGUACION FINAL EN AMBOS SENTIDOS	
	{ CON AMORTIGUACION REGULABLE	
CILINDRO DIFERENCIAL		
MULTIPLICADOR DE PRESION		
CONVERTIDOR DE PRESION PARA DOS MEDIOS		

ENEP ARAGON

SIMBOLOS HIDRAULICOS

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

NORMA DE REFERENCIA  
DIN ISO 1219

## FORMAS DE ACCIONAMIENTO

MANUAL, SIMBOLO GENERAL

POR BOTON PULSADOR

POR PALANCA

POR PEDAL

POR LEVA O PALPADOR

POR RESORTE

POR RODILLO

POR SOLENOIDE

POR SOLENOIDE CON DOS BOBINAS  
OPERANDO EN DOS SENTIDOS OPUESTOS

POR PRESION DIRECTA

POR PRESION DIFERENCIAL

POR PRESION INDIRECTA (SERVO-PILOTAJE)

POR DEPRESION INDIRECTA (SERVO-PILOTAJE)

POR SOLENOIDE Y VALVULA PILOTO

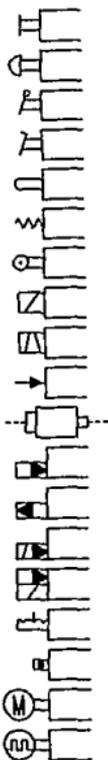
POR SOLENOIDE O VALVULA PILOTO

ENCLAVAMIENTO

\* INDICAR ACCIONAMIENTO

POR MOTOR ELECTRICO DE GIRO CONTINUO

POR MOTOR ELECTRICO DE PASO A PASO



ENEP ARAGON

SIMBOLOS HIDRAULICOS

 TESIS  
 PROFESIONAL  
 1994

U N A M

 NORMA DE REFERENCIA  
 DIN ISO 1219

## VALVULAS DE PRESION, DE CAUDAL Y DE BLOQUEO

VALVULA LIMITADORA DE PRESION



VALVULA REGULADORA DE PRESION

DE DOS VIAS



DE TRES VIAS



VALVULA REGULADORA DE CAUDAL

POR DIAFRAGMA



POR ESTRANGULAMIENTO



VALVULA REG. DE CAUDAL COMPENSADA POR PRESION



VALVULA DE ANTIRRETORNO SIN MUELLE



VALVULA DE ANTIRRETORNO CON MUELLE



VALVULA DE ANTIRRETORNO BLOQUEABLE POR PILOTO



VALVULA DE ANTIRRETORNO DESBLOQUEABLE POR PILOTO



CONEXION RAPIDA CON VALVULA CHECK (DESCONECTADA)



CONEXION RAPIDA CON UNA VALVULA CHECK (CONECTADA)



VALVULA DE CIERRE



ENEP ARAGON

SIMBOLOS HIDRAULICOS

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

UNAM

NORMA DE REFERENCIA  
DIN ISO 1219

## VALVULAS DIRECCIONALES



VALVULA 2/2 NORMALMENTE ABIERTA



VALVULA 2/2 NORMALMENTE CERRADA



VALVULA 3/2 NORMALMENTE ABIERTA



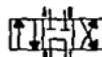
VALVULA 3/2 NORMALMENTE CERRADA



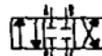
VALVULA 4/2 (P-B, A-T)



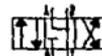
VALVULA 4/3 CON CENTRO TANDEM

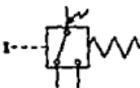


VALVULA 4/3 CON CENTRO BLOQUEADO



VALVULA 4/3 (P, A-B-T)



ENEP ARAGON	SIMBOLOS HIDRAULICOS	TESIS PROFESIONAL 1994
U N A M	NORMA DE REFERENCIA DIN ISO 1219	
EQUIPOS DE MEDICION Y APARATOS DIVERSOS		
INDICADOR DE PRESION (MANOMETRO)		
INDICADOR DE PRESION DIFERENCIAL		
INDICADOR DE TEMPERATURA		
MEDIDOR DE CAUDAL		
MEDIDOR DE VOLUMEN		
INDICADOR DE NIVEL		
INTERRUPTOR DE PRESION		
SENSOR DE PRESION		
SENSOR DE TEMPERATURA		
SENSOR DE FLUJO		

# **CAPITULO 4**

## **DISEÑO DEL TABLERO DIDACTICO**

El diseño es una de las áreas de la ingeniería en la que los conocimientos adquiridos tienen una mayor aplicación.

La tecnología ha avanzado en los últimos años a pasos agigantados y por ello, el diseño debe desarrollarse con una filosofía que vaya al momento histórico que nos ha tocado vivir.

La hidráulica de potencia ha avanzado considerablemente debido a los modernos procesos de mecanizado que permiten la fabricación de equipo hidráulico en el que las fugas internas se disminuyen considerablemente debido al ajuste exacto entre sus partes componentes. Así mismo, el desarrollo de la electrónica ha contribuido en el avance de la hidráulica de potencia mediante la utilización de servoválvulas y sistemas electrónicos de control que permiten una mayor automatización de las operaciones.

Sin embargo, el tablero será diseñado con elementos de accionamiento manual, ya que el objetivo principal es el de introducir a los estudiantes en el campo de la potencia fluida.

El principio básico de funcionamiento de un circuito hidráulico accionado manualmente es el mismo que el de uno accionado electrónicamente, con la diferencia de que el primero permite una mayor interacción entre el estudiante y el equipo.

El objetivo básico de un diseño es el de agrupar una serie de componentes, cuyo funcionamiento logrará los resultados

deseados. Para esto se requiere de bosquejos, croquis, diagramas, calculos, etc., que nos permiten determinar las características físicas, así como las condiciones de operación.

Todo diseño parte de una necesidad que deberá ser satisfecha, en nuestro caso, la necesidad es la de proporcionar al estudiante un dispositivo que le permita aplicar los conocimientos teóricos mediante el ensamble de ciertos circuitos hidráulicos. Partiendo de este punto, se hace necesario determinar los diferentes circuitos que serán ensamblados en el tablero, para posteriormente poder determinar el tipo y cantidad de elementos que serán necesarios.

#### 4.1 CIRCUITOS BASICOS.

Los circuitos para los que será diseñado el tablero son los siguientes:

<b>CIRCUITOS BASICOS</b>	
Número	Descripción
1	Accionamiento de un cilindro de doble efecto.
2	Control de la velocidad de avance de un cilindro hidráulico mediante la regulación del caudal de "entrada".
3	Accionamiento secuencial de dos cilindros.
4	Uso de la válvula reguladora de presión.
5	Accionamiento bidireccional de un motor hidráulico.
6	Accionamiento bidireccional de un motor hidráulico con control de velocidad en un sentido, mediante la regulación del caudal.
7	Circuito regenerativo

Tabla 4.1

Los diagramas de cada uno de los circuitos anteriores muestran a continuación:

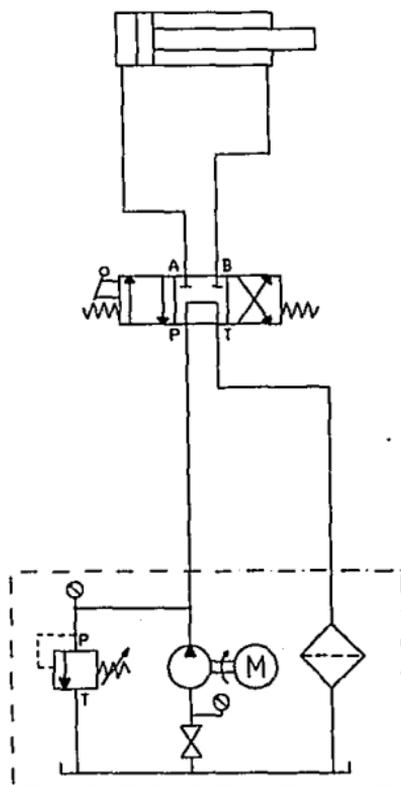
ENEP ARAGON

TABLERO HIDRAULICO

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

CIRCUITO 1





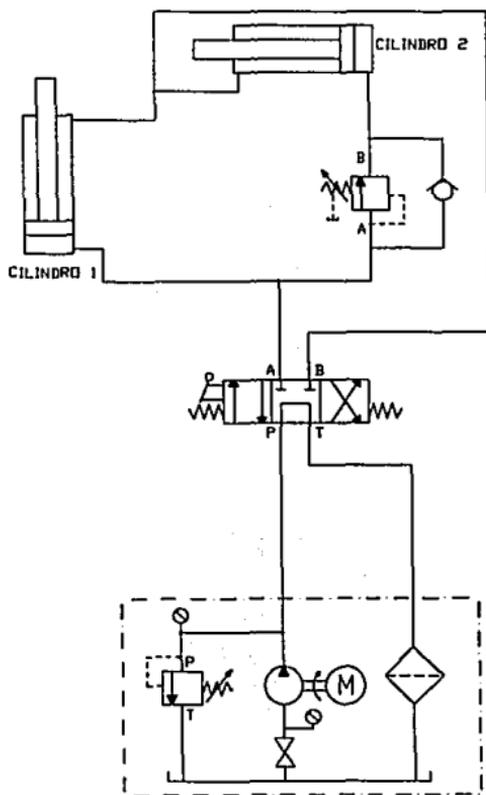
ENEP ARAGON

TABLERO HIDRAULICO

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

CIRCUITO 3



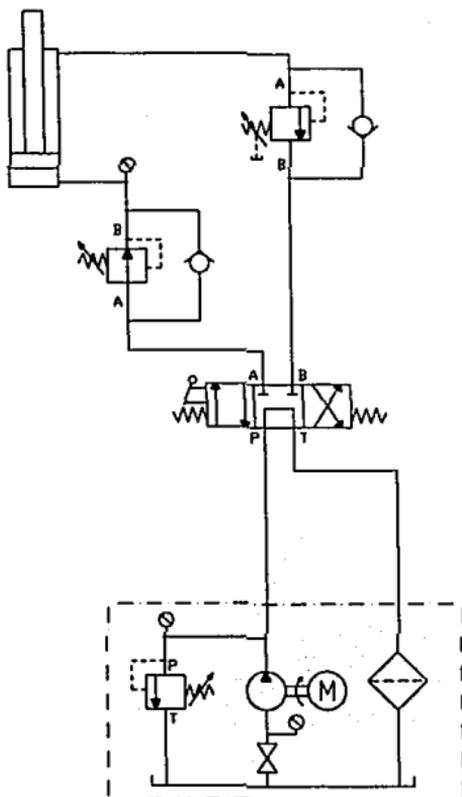
ENEP ARAGON

TABLERO HIDRAULICO

TESTIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

CIRCUITO 4



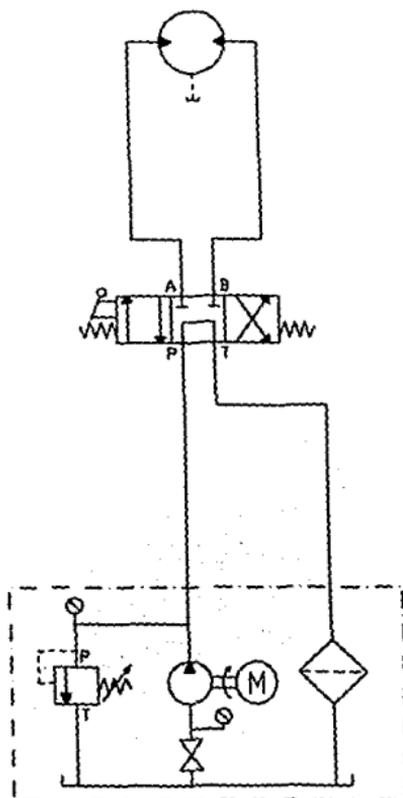
ENEP ARAGON

TABLERO HIDRAULICO

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

CIRCUITO 5



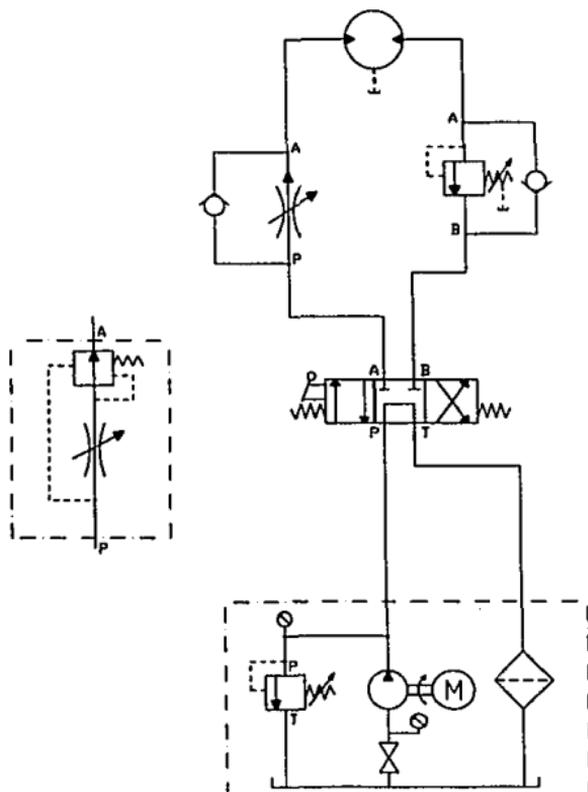
ENEP ARAGON

TABLERO HIDRAULICO

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

CIRCUITO 6



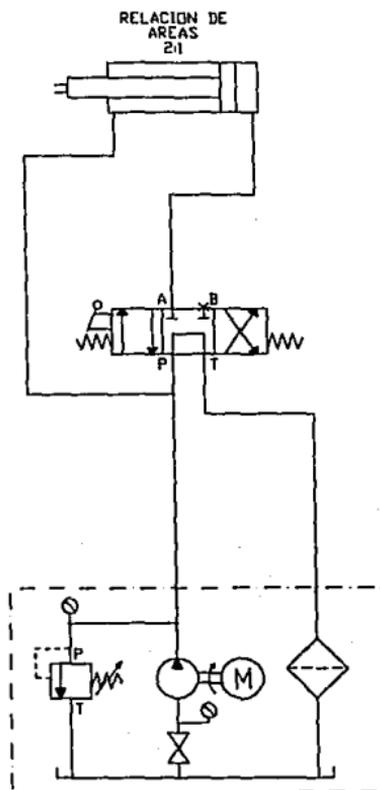
ENEP ARAGON

TABLERO HIDRAULICO

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

CIRCUITO 7



#### 4.2 PARTES COMPONENTES DEL TABLERO DIDACTICO.

El tablero quedará integrado por las siguientes tres partes:

1.-*Unidad de potencia.* La unidad de potencia es el conjunto de elementos cuya función es la de suministrar el fluido a los diferentes circuitos ensamblados en la unidad didáctica.

Los elementos de esta unidad serán los mismos para todos y cada uno de los diferentes circuitos.

2.-*Unidad didáctica.* La unidad didáctica es la parte principal del tablero, ya que es aquí donde se localizan los elementos necesarios para el ensamble de los circuitos.

3.-*Gabinete.* El gabinete es la estructura donde quedarán montadas las dos unidades anteriores.

##### 4.2.1 PARTES COMPONENTES DE LA UNIDAD DE POTENCIA.

La unidad de potencia estará integrada por los siguientes elementos:

<b>UNIDAD DE POTENCIA</b>
<b>PARTES COMPONENTES</b>
Motor eléctrico. Bomba hidráulica. Válvula limitadora de presión. Válvula de cierre. Filtro de aceite. Depósito de aceite. Vacuometro. Sistema eléctrico de arranque.

Tabla 42

#### 4.2.2 PARTES COMPONENTES DE LA UNIDAD DIDACTICA.

De acuerdo con los circuitos seleccionados, la unidad didáctica deberá contar con los siguientes elementos, los cuales estarán definidos por un código que nos permitirá su pronta identificación.

UNIDAD DIDACTICA PARTES COMPONENTES	
ELEMENTO	CODIGO
Cilindro de doble efecto.	C1
cilindro de doble efecto.	C2
Motor hidráulico.	MH
Válvula direccional 4/3, centrada por resortes con centro P-T.	V1
Válvula de secuencia.	V2
Válvula reductora de presión.	V3
Válvula reguladora de caudal de presión compensada.	V4
Manómetro.	S1
Cronómetro.	Cr

Tabla 4.3

La distribución de los elementos dentro de la unidad didáctica deberá permitir el ensamble de los circuitos antes mencionados, el accionamiento y calibración de las diferentes válvulas, así como el libre funcionamiento de los actuadores.

La interconexión entre los diferentes elementos de la unidad didáctica se realizará mediante coples rápidos, los cuales dan mayor velocidad al ensamble y desensamble de los circuitos, ya que no se requiere de herramientas.

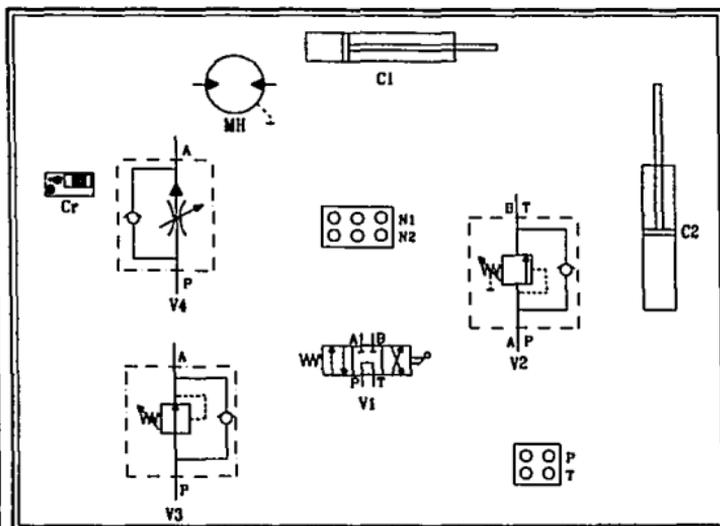
El siguiente esquema muestra la distribución que tendrán los elementos dentro de la unidad didáctica.

ENEP ARAGON

U N A M

TABLERO HIDRAULICO

DISTRIBUCION DE LA UNIDAD DIDACTICA

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

### 4.3 DISEÑO DE LA UNIDAD DE POTENCIA.

Debido a que el sistema a diseñarse es de carácter didáctico, la carga máxima que serán capaces de desplazar los actuadores, no es un factor determinante para la elección de los elementos de la unidad de potencia, por lo que los diámetros de los cilindros, el desplazamiento del motor y la presión máxima del sistema serán valores predeterminados y no calculados, así mismo, fijaremos un tiempo de extensión de cada cilindro en 3.5 segundos, de tal forma que se permita una clara observación de este movimiento.

Fijando la presión máxima del sistema en 725 lb/plg<sup>2</sup> y el diámetro y carrera de los cilindros en 1.5" y 10" respectivamente, podemos calcular la carga máxima que podrán desplazar cada uno de los cilindros.

De la fórmula  $p = \frac{F}{A}$  tenemos que:

$F = p \cdot A$  donde  $p$  = presión del sistema (lb/plg<sup>2</sup>)

$F$  = Fuerza (lbf)

$A$  = Área de la sección transversal del émbolo.

si el área es igual a  $\frac{\pi \phi^2}{4}$  la fuerza ejercida por cada uno de los cilindros en el avance es:

$$F = p \cdot \frac{\pi \phi^2}{4}$$

sustituyendo valores

$$F = 725 \cdot \frac{\pi \cdot 1.5^2}{4}$$

$$F = 1281.18 \text{ lb} = 581.297 \text{ kg}$$

Si el tiempo de extensión de cada uno de los cilindros es de 3.5 seg., el caudal que deberá suministrar la bomba quedará determinado por la siguiente fórmula:

$$Q = A * v$$

donde  $Q$  = caudal ( $\text{cm}^3/\text{seg.}$ )

$A$  = Area de la sección transversal del émbolo ( $\text{cm}^2$ )

$v$  = velocidad de avance ( $\text{cm}/\text{seg.}$ )

si la velocidad es igual a  $\frac{h}{t}$  y el area es  $\frac{\pi\phi^2}{4}$

donde  $h$  = carrera del pistón. (cm)

$t$  = tiempo de avance. (seg.)

$\phi$  = diámetro del pistón. (cm)

el caudal es:

$$Q = \frac{\pi\phi^2}{4} * \frac{h}{t}$$

sustituyendo valores

$$Q = 82.738 \text{ cm}^3/\text{seg} = 4.964 \text{ l/min}$$

Debido a que la eficiencia volumétrica de la bomba es de 90% el caudal que deberá entregar la bomba es igual a:

$$Q_b = \frac{Q}{\eta_v}$$

sustituyendo valores

$$Q_b = 5.516 \text{ l/min}$$

Ahora bien, la potencia mínima que deberá entregar el motor eléctrico esta en función de la siguiente fórmula:

$$P = \frac{Q_b * p}{600 * \eta_b} \text{ [Kw]}$$

donde  $Q_b$  = caudal suministrado por la bomba (l/min)

$p$  = presión en bars

$\eta_b$  = eficiencia mecánica de la bomba.

para este caso la eficiencia mecánica de la bomba es de 88%.  
sustituyendo valores

$$P = 0.522 \text{ kw} = 0.699 \text{ Hp}$$

La potencia anterior variará al ajustar el caudal a un valor comercial de 1.5 GPM. Realizando el calculo tenemos:

$$Q_b = 1.5 \text{ GPM} = 5.677 \text{ l/min}$$

sustituyendo  $Q_b$  en la siguiente fórmula obtendremos la potencia del motor eléctrico:

$$P = \frac{Q_b * p}{600 * \eta_b} \text{ [Kw]}$$

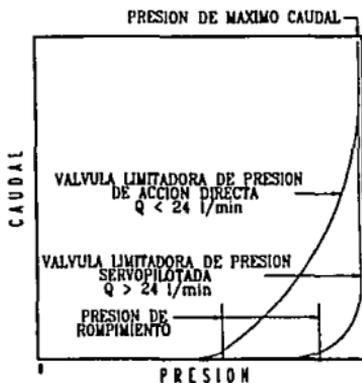
$$P = 0.538 \text{ Kw} = 0.721 \text{ Hp}$$

el cual ajustaremos a un valor comercial de 1 HP

ENEP ARAGON		TABLERO HIDRAULICO	TESTIS PROFESIONAL
U N A M		CALCULO DE LA BOMBA Y DE LA POTENCIA DEL MOTOR	1994
DATOS	$Q = A \cdot v$ $v = h/t_A$ $A = \frac{\pi d^2}{4}$ $A = (3.141592 \cdot (1.5 \cdot 2.54)^2) / 4$ $A = 11.400 \text{ cm}^2$ $v = (10 \cdot 2.54) / 3.5$ $v = 7.2571$ $Q = (7.2571 \cdot 11.400)$ $Q = 82.7310 \text{ cm}^3/\text{seg} = 4.9638 \text{ l/min}$		
$t_A = 3.5 \text{ seg.}$ $D_A = 1.5 \text{ plg}$ $h = 10 \text{ plg}$ $E_v = 90\%$ $E_m = 88\%$ $p = 725 \text{ lb/plg}^2$	$Q_m = Q/E_v$ $Q_m = (4.9638 / .90)$ $Q_m = 5.5153 \text{ l/min} = 1.4571 \text{ GPM}$ $Q_m = 1.5 \text{ GPM aprox.}$ $P_m = (Q_m \cdot p) / (600 \cdot E_m)$ $p = 725 \text{ lb/plg}^2 = 50.00 \text{ bars}$ $P_m = (5.6775 \cdot 50.00) / (600 \cdot .88)$ $P_m = 0.5373 \text{ Kw} = 0.7210 \text{ Hp}$ $P_m = 1 \text{ Hp aprox.}$		
FORMULAS	NOMENCLATURA		
$Q = A \cdot v$ $v = h/t_A$ $A = \frac{\pi d^2}{4}$ $Q_m = Q/E_v$ $P_m = (Q_m \cdot p) / (600 \cdot E_m)$ $Q_m \text{ [l/min]}$ $p \text{ [bars]}$	$Q$ = caudal requerido en el sistema. $Q_m$ = caudal teorico suministrado por la bomba. $A$ = Area de la seccion transversal del embolo. $v$ = velocidad de avance. $p$ = presion del sistema. $E_v$ = Eficiencia volumetrica de la bomba. $E_m$ = Eficiencia mecanica de la bomba. $h$ = carrera del piston. $P_m$ = Potencia del motor electrico.		

Una vez determinado las características de la bomba hidráulica y del motor eléctrico, procederemos a calcular las características de la válvula limitadora de presión, del fluido de trabajo, del filtro y del depósito.

Como se mencionó en el capítulo 3, existen dos tipos de válvulas limitadoras de presión: las de acción directa y las servopilotadas. La elección entre uno u otro tipo de válvula depende del caudal máximo que deberá desalojarse a través de dicha válvula. Para caudales mayores de 24 l/min es recomendable utilizar válvulas de alivio servopilotadas. El comportamiento de apertura de estos dos tipos de válvulas se muestra en la siguiente figura:



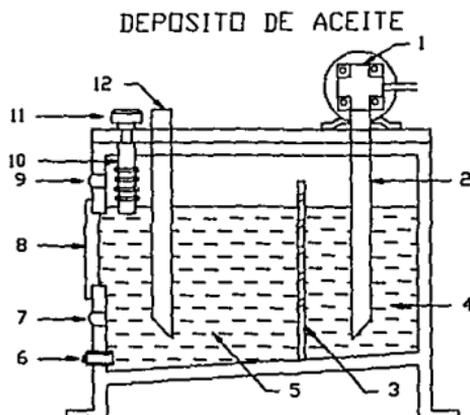
En nuestro caso, el caudal máximo es de 5.677 l/min por lo que la válvula será del tipo de acción directa y en la que se pueda calibrar una presión de apertura máxima de 725 lb/plg<sup>2</sup>.

Las características del fluido de trabajo, así como la capacidad del filtro dependerán de las especificaciones del fabricante de la bomba.

El depósito juega un papel muy importante dentro del sistema hidráulico ya que debe de realizar las siguientes funciones:

- a) Recepción y almacenamiento del fluido de trabajo.
- b) Disipar el calor residual.
- c) Permitir la separación de aire, agua y sustancias sólidas.
- d) Servir de soporte a diferentes elementos hidráulicos, en nuestro caso a la unidad de potencia.

De acuerdo a las funciones anteriores, el depósito debe de contar con las siguientes características:



- 1.-MOTOR Y BOMBA .
- 2.-TUBO DE ASPIRACION
- 3.-CHAPA DE AMORTIGUACION
- 4.-CAMARA DE ASPIRACION
- 5.-CAMARA PARA ACEITE DE RETORNO
- 6.-TORNILLO DE EVACUACION
- 7.-INDICADOR DE NIVEL MINIMO

- 8.-COMPUERTA PARA LIMPIEZA
- 9.-INDICADOR DE NIVEL MAXIMO
- 10.FILTRO PARA LLENADO
- 11.VENTILACION CON FILTRO
- 12.TUBO DE DESCARGA

La capacidad del depósito depende del caudal transportado por la bomba en un lapso de 3 a 5 minutos. En nuestro caso el caudal es de 1.5 GPM = 5.677 l/min por lo que la capacidad del depósito deberá ser como mínimo de:

$$V = 5 * Q_m$$

donde  $Q_m$  = caudal suministrado por la bomba.

sustituyendo valores

$$V = 5 * 5.677$$

$$V = 28.385 \text{ litros.}$$

Además debe preverse una reserva de aproximadamente 15% de aire para compensar las oscilaciones del nivel, por lo que el volumen mínimo del depósito ( $V_D$ ) deberá ser de:

$$V_D = V * 1.15$$

$$V_D = 32.642 \text{ litros} = 8.624 \text{ Galones}$$

si bien, el depósito puede ser diseñado en su totalidad para satisfacer necesidades específicas, en la actualidad existen en el mercado depósitos que cumplen con las características anteriormente mencionadas y que permiten disminuir los costos.

Ahora bien, las características técnicas de los elementos de la unidad didáctica dependerán de la presión y caudal del sistema, así como de las características químicas del fluido de trabajo, ya que las diferentes partes componentes de válvulas y actuadores, tales como las juntas y sellos, deberán ser químicamente compatibles con el fluido.

La siguiente tabla muestra datos generales sobre algunos fluidos hidraulicos asi como la compatibilidad con diversos tipos de juntas.

DATOS GENERALES SOBRE FLUIDOS HIDRAULICOS						
	ACEITE MINERAL	AGUA GLICOL	EMULSION AGUA-ACEITE	ESTER-FOSFATOS	ESTERES ORGANICOS	HIDROCARB. CLORADOS
JUNTAS COMPATIBLES	VITON NITRILO POLISULFIDO NEOPRENO BUNA N	BUNA S y N NITRILO NEOPRENO BUTILO-VITON GOMA NATURAL	BUNA S y N NITRILO NEOPRENO POLISULFIDO VITON	VITON BUTILO SILICONA P.T.F.E. NYLON	NEOPRENO BUNA N VITON SILICONA	VITON SILICONA TEFLON
JUNTAS NO COMPATIBLES	GOMA NATURAL BUTILO BUNA S	POLISULFIDO	GOMA NATURAL BUTILO	NEOPRENO NITRILO BUNA N y S POLISULFIDO	BUTILO	NITRILO NEOPRENO BUTILO POLISULFIDO BUNA N y S
EFFECTOS CORROSIVOS SOBRE EL METAL	NINGUNO	ZINC CADMIO MAGNESIO	NINGUNO	NINGUNO	NINGUNO	COBRE Y ALEACIONES
LUBRIFICACION	EXCELENTE	ACEPTABLE	ACEPTABLE	BUENA	EXCELENTE	BUENA
TOXICIDAD	NO ES TOXICO	NO ES TOXICO	NO ES TOXICO	UNICAMENTE LOS VAPORES	NO SON TOXICOS	PEDEN SER TOXICOS
TEMPERATURA MAXIMA DE OPERACION ° C	90	50	50	90 - 140		65 - 260
COSTE COMPARATIVO	1	2 A 4	1,5 A 2	4 A 12		4 A 12

Tabla 4.4

#### 4.4 CALCULO DE LA TUBERIA.

##### 4.4.1 CALCULO DE LA LINEA DE PRESION:

Las conexiones entre los elementos de la unidad didáctica se realizarán mediante mangueras y coples rápidos, lo cual dará mayor rapidez y flexibilidad al ensamble de los diferentes circuitos.

Para el cálculo del diámetro interior de las mangueras utilizaremos las siguientes fórmulas:

$$Q = v * A \dots\dots\dots 1$$

$$A = \frac{\pi \phi^2}{4} \dots\dots\dots 2$$

sustituyendo 2 en 1 tenemos:

$$Q = v * \frac{\pi \phi^2}{4} \dots\dots\dots 3$$

despejando  $\phi$  de 3

$$\phi = \sqrt{\frac{4Q}{v\pi}} \dots\dots\dots 4$$

$\Sigma$

donde: Q = caudal real suministrado por la bomba.

v = velocidad del fluido.

$\phi$  = diámetro interno.

A = área de la sección transversal.

de la tabla 2.2 de la página 11, tomamos una velocidad para línea de presión de 4 m/seg. El caudal de la bomba en base a su eficiencia volumétrica es de 1.4571 GPM, redondeándolo a un valor comercial de 1.5 GPM y multiplicándolo por la eficiencia volumétrica de la bomba obtenemos el caudal real suministrado por la bomba, es decir:

$$Q_n = \frac{Q_a}{\eta_v}$$

$$Q_a = Q_n * \eta_v$$

sustituyendo valores

$$Q_a = 1.5 * 0.9$$

$$Q_a = 1.35 \text{ GPM} = 85.1617 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

sustituyendo  $Q_a$  y  $v = 4 \text{ m/seg} = 400 \text{ cm/seg}$  en la fórmula 4, tenemos:

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * 85.1617}{400 * \pi}}$$

$$\phi = 0.5206 \text{ cm} = 0.2049 \text{ plg}$$

El diametro anterior debera aproximarse a un valor comercial, siempre y cuando se mantenga el flujo en regimen laminar, es decir, manteniendo el numero de Reynolds menor a 2300, el cual no solo depende del diametro y de la velocidad sino que tambien de la viscosidad del fluido.

Para tal efecto, puede utilizarse el programa del apendice A, el cual permite observar el comportamiento del diametro y del numero de Reynolds al variar ciertos parametros.

#### 4.4.2 CALCULO DE LA LINEA DE DESCARGA:

Utilizando la fórmula 4 del calculo anterior y utilizando una velocidad de 3.6 m/seg (360cm/seg) tenemos un diametro de:

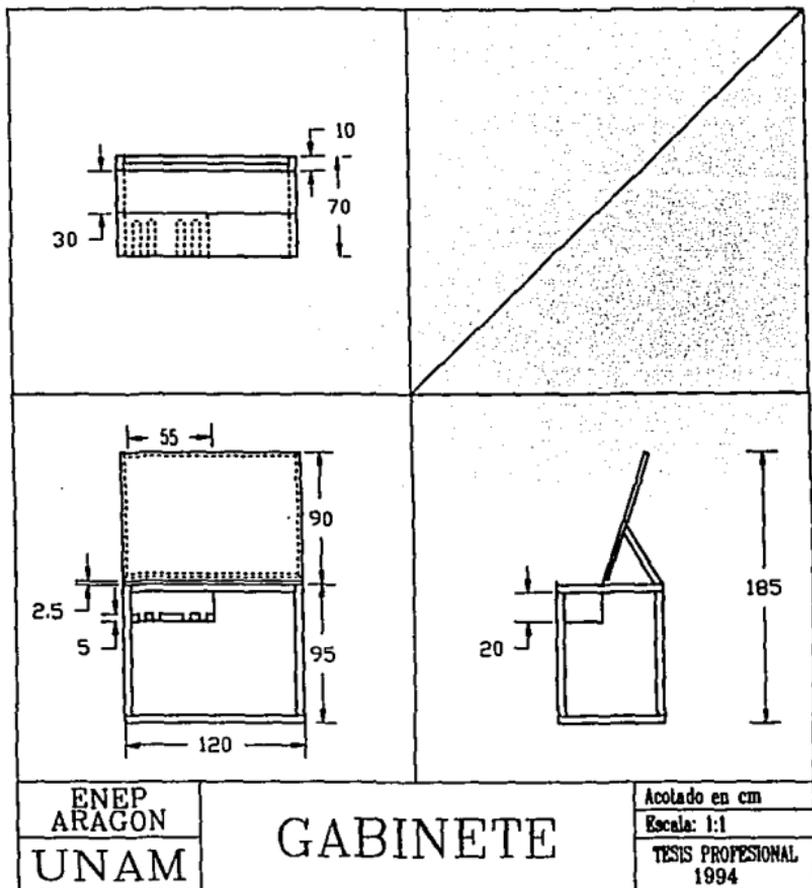
$$\phi = \sqrt{\frac{4 \cdot 85.1617}{360 \cdot \pi}}$$
$$\phi = 0.5488 \text{cm} = 0.2160 \text{plg}$$

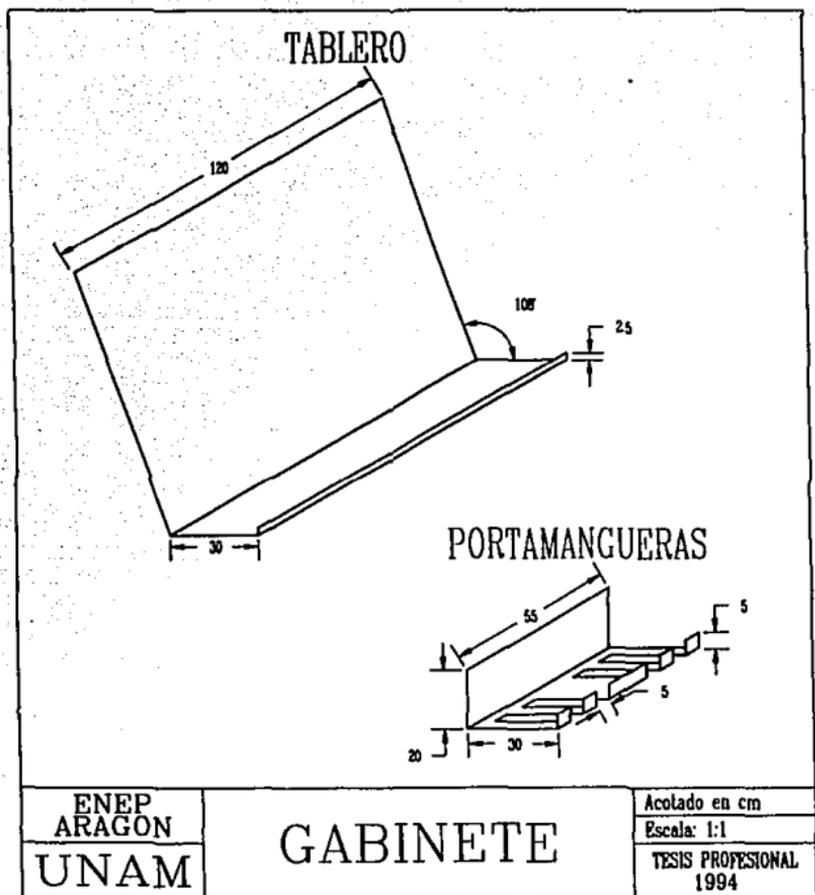
el cual podra tambien ajustarse a un valor comercial.

El diametro de la línea de succión será el recomendado por el fabricante de la bomba a fin de evitar la cavitación y el consiguiente deterioro de la bomba.

ENEP ARAGON		TABLERO HIDRAULICO	TESIS																																				
U N A M		CALCULO DE LA TUBERIA	PROFESIONAL 1994																																				
<table border="1"> <thead> <tr> <th>DATOS</th> <td colspan="3"></td> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>V_{LP}=4.0</math> m/seg</td> <td><math>Q = Av</math></td> <td><math>Q_s = Q/E_v</math></td> <td></td> </tr> <tr> <td><math>V_{LD}=3.6</math> m/seg</td> <td><math>A = \frac{v d^2}{4}</math></td> <td><math>Q = Q_s \cdot E_v</math></td> <td></td> </tr> <tr> <td><math>Q_B = 1.5</math> GPM</td> <td><math>Q = v \frac{v d^2}{4}</math></td> <td><math>Q = 1.5 \cdot 0.9</math></td> <td></td> </tr> <tr> <td><math>E_v = 90\%</math></td> <td><math>d = ((4 \cdot Q)/(v \cdot v))^{1/2}</math></td> <td><math>Q = 1.35</math> GPM = <math>85.1617</math> cm<sup>3</sup>/seg</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>d_{LP} = ((4 \cdot 85.1617)/(400 \cdot v))^{1/2}</math></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>d_{LP} = 0.5206</math> cm = <math>0.2049</math> plg</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>d_{LD} = ((4 \cdot 85.1617)/(360 \cdot v))^{1/2}</math></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>d_{LD} = 0.5488</math> cm = <math>0.2160</math> plg</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				DATOS				$V_{LP}=4.0$ m/seg	$Q = Av$	$Q_s = Q/E_v$		$V_{LD}=3.6$ m/seg	$A = \frac{v d^2}{4}$	$Q = Q_s \cdot E_v$		$Q_B = 1.5$ GPM	$Q = v \frac{v d^2}{4}$	$Q = 1.5 \cdot 0.9$		$E_v = 90\%$	$d = ((4 \cdot Q)/(v \cdot v))^{1/2}$	$Q = 1.35$ GPM = $85.1617$ cm <sup>3</sup> /seg			$d_{LP} = ((4 \cdot 85.1617)/(400 \cdot v))^{1/2}$				$d_{LP} = 0.5206$ cm = $0.2049$ plg				$d_{LD} = ((4 \cdot 85.1617)/(360 \cdot v))^{1/2}$				$d_{LD} = 0.5488$ cm = $0.2160$ plg		
DATOS																																							
$V_{LP}=4.0$ m/seg	$Q = Av$	$Q_s = Q/E_v$																																					
$V_{LD}=3.6$ m/seg	$A = \frac{v d^2}{4}$	$Q = Q_s \cdot E_v$																																					
$Q_B = 1.5$ GPM	$Q = v \frac{v d^2}{4}$	$Q = 1.5 \cdot 0.9$																																					
$E_v = 90\%$	$d = ((4 \cdot Q)/(v \cdot v))^{1/2}$	$Q = 1.35$ GPM = $85.1617$ cm <sup>3</sup> /seg																																					
	$d_{LP} = ((4 \cdot 85.1617)/(400 \cdot v))^{1/2}$																																						
	$d_{LP} = 0.5206$ cm = $0.2049$ plg																																						
	$d_{LD} = ((4 \cdot 85.1617)/(360 \cdot v))^{1/2}$																																						
	$d_{LD} = 0.5488$ cm = $0.2160$ plg																																						
FORMULAS		NOMENCLATURA																																					
$Q = Av$	$Q =$ caudal real suministrado por la bomba.	$Q_s =$ caudal teorico suministrado por la bomba.																																					
$A = \frac{v d^2}{4}$	$A =$ Area de la seccion transversal del tubo o manguera.	$E_v =$ Eficiencia volumetrica de la bomba.																																					
$Q_s = Q/E_v$	$V_{LP} =$ velocidad del fluido en linea de presion.	$V_{LD} =$ velocidad del fluido en linea de descarga.																																					
	$d_{LP} =$ diametro interior de la linea de presion.	$d_{LD} =$ diametro interior de la linea de descarga.																																					

## 4.5 GABINETE.





ENEP ARAGON

TABLERO HIDRAULICO

TESIS  
PROFESIONAL  
1994

U N A M

ESPECIFICACIONES TECNICAS  
Y CONDICIONES DE OPERACION

## 1.- BOMBA HIDRAULICA

PRESION MAX. DE OPERACION 725 PSI

CAUDAL 1.5 GPM

 $\eta_v$  90 % $\eta_m$  88 %

## 2.- VISCOSIDAD DEL FLUIDO

150-225 SSU (32.1-48.9 Cts)

## 3.- TEMPERATURA MAX. RECOMENDADA

38°C (100°F)

## 4.- DIAMETRO DE LA TUBERIA

TUBERIA DE SUCCION 1 PLG

TUBERIA DE PRESION 3/8 PLG

TUBERIA DE DESCARGA 3/4 PLG

## 5.- TIPO DE CONEXIONES

COPLES RAPIDOS

## 6.- GRADO DE FILTRACION

10 $\mu$ m

## 7.- TIPO DE FILTRO

DE DESCARGA

## 8.- TIPO DE VALVULA LIMITADORA

DE ACCION DIRECTA

PRESION DE APERTURA TOTAL VARIABLE

## 9.- VALVULA DIRECCIONAL

NUMERO DE VIAS 4

NUMERO DE POSICIONES 3

POSICION CENTRAL P-T CENTRADA POR RESORTES

ACCIONAMIENTO MANUAL

## 10.-CAPACIDAD DEL DEPOSITO

10 GALONES (37.85 LITROS)

## 11.-MOTOR ELECTRICO MONOFASICO

POTENCIA 1 HP

VELOCIDAD DE GIRO 1800 rpm

## 12.-GABINETE

ALTURA 185 cm

LARGO 120 cm

ANCHO 70 cm

NOTA:ALGUNOS DE LOS VALORES DE ESTA TABLA HAN SIDO AJUSTADOS A VALORES  
 COMERCIALES, POR LO QUE NO CORRESPONDEN A LOS CALCULADOS CON  
 ANTERIORIDAD. ESTE ES EL CASO DE LOS DIAMETROS, LOS CUALES FUERON  
 MODIFICADOS DE TAL FORMA QUE EL FLUJO PERMANECIERA EN REGIMEN  
 LAMINAR ( $Re < 2300$ ) Y QUE EL DIAMETRO FUERA DE UN VALOR COMERCIAL.

# CAPITULO 5

## COSTOS

## 5 COSTOS.

Las características propias del proyecto nos permiten escoger entre dos alternativas para realizarlo.

La primera y de la que se ocupa este trabajo de tesis es la de fabricar el gabinete, ya sea que se fabrique en los talleres de la E.N.E.P Aragón o en algún taller independiente, para posteriormente ensamblar sobre este el equipo hidráulico correspondiente a las dos unidades (didáctica y de potencia), realizando a su vez la interconexión entre ambas.

El costo de esta alternativa viene dado por los siguientes costos:

- a) Costo del equipo hidráulico.
- b) Costo del equipo eléctrico.
- c) Costo de fabricación del gabinete.
- d) Costo de mantenimiento
- e) Costo de la capacitación (de ser necesario).

### COSTOS DE LA UNIDAD DE POTENCIA Y UNIDAD DIDÁCTICA.

En el mercado existen diferentes fabricantes de equipo hidráulico, existiendo también, diferente calidad y por consiguiente diferentes precios. La tabla siguiente maneja precios aproximados de los diferentes elementos utilizados en ambas unidades (potencia y didáctica).

<b>EQUIPO HIDRAULICO</b>	
<b>ELEMENTO</b>	<b>Precio aproximado NS</b>
-Bomba hidráulica.	1400.00
-Motor hidráulico.	1600.00
-Válvula limitadora de presión.	900.00
-Válvula direccional.	900.00
-Válvula de secuencia.	2100.00
-Válvula reguladora de presión.	2100.00
-Valvula reguladora de caudal de presión compensada.	2100.00
-Válvula de globo.	90.00
-Cilindro de doble efecto.	1400.00
-Cilindro de doble efecto (diferencial).	1400.00
-Manómetro.	150.00
-Vacuómetro.	70.00
-Depósito de aceite.	1200.00
-Filtro de aceite.	260.00
-Aceite (35 litros aproximadamente).	262.50
-Cronómetro	50.00
<b>TOTAL</b>	<b>15982.50 + IVA</b>

Tabla 5.1

<b>MANGUERAS Y CONECTORES</b>	
-12 mangueras de 3/8" y 1.5m de largo.	730.00
-26 coples rápidos.	2000.00
-28 conectores para manguera de 3/8".	700.00
-30 niples de 3/8".	750.00
-Tubing 1"-1m, 3/4"-1m, 3/8"-3m.	250.00
-1.5m de mangera de 3/4".	90.00
-2 conectores paramanguera de 3/4".	50.00
-2 codos de 90 de 3/4".	50.00
-2 coples de 3/4".	60.00
-1 niple reductor 3/4" a 3/8".	35.00
-6 codos de 90 de 3/8".	150.00
-1 unión "T" de 3/8".	35.00
-1 unión "T" de 1".	35.00
-1 niple reductor de 1" a 3/8".	35.00
-6 placas de montaje.	3600.00
<b>TOTAL</b>	<b>8570.00 NS + IVA</b>

Tabla 5.2

EQUIPO ELECTRICO	
-Motor eléctrico.	380.00 N\$
-Arrancador	140.00 N\$
-Cable eléctrico (8m)	30.00 N\$
TOTAL	550.00 N\$+IVA

Tabla 5.3

## COSTO DE FABRICACION DEL GABINETE.

El costo de fabricación del gabinete dependerá de:

- El costo de la materia prima.
- El costo de la mano de obra.

El costo de la materia prima se muestra en la siguiente tabla:

Materia prima	cantidad	precio
tubo cuadrado 2"	14 m	100.00 N\$
tubo cuadrado 1"	4.5m	30.00 N\$
lamina de acero cal.16	2.4m <sup>2</sup>	400.00 N\$
TOTAL		530.00 N\$+IVA

Tabla 5.4

El costo de la mano de obra de un especialista en soldadura y pailería es:

costo de la mano de obra	470.00 N\$
tiempo de fabricación	32.00 hrs

Tabla 5.5

Costo de la materia prima	530.00 N\$ +IVA
Costo de la mano de obra.	470.00 N\$
<b>COSTO DE FABRICACION TOTAL</b>	<b>1000.00 N\$</b>

Tabla 5.6

sumando los totales anteriores, tenemos un costo de:

Costo del equipo hidráulico.	15982.50 N\$
Costo de mangueras y conexiones.	8570.00 N\$
Costo del equipo eléctrico.	550.00 N\$
Costo de fabricación del gabinete.	1000.00 N\$
<b>COSTO TOTAL*</b>	<b>26102.5 N\$</b>

\*MAS EL IMPUESTO AL VALOR AGREGADO DE LAS PARTIDAS CORRESPONDIENTES.

Tabla 5.7

#### COSTO DE MANTENIMIENTO.

Un sistema hidráulico correctamente instalado no necesita cuidados excesivos de mantenimiento.

El principio básico para un buen manejo según los fabricantes de equipo hidráulico, es la necesidad absoluta de revisar continuamente la calidad y las condiciones del fluido transmisor de potencia y las condiciones libres de contaminantes del circuito, de esto depende la confiabilidad de cada máquina hidráulica.

Entre las principales causas de falla se encuentra el bloqueo de componentes que presentan agarrotamientos o rupturas consecuencia del desgaste y envejecimiento del fluido transmisor de potencia, el cual va perdiendo con el paso del tiempo, sus propiedades físico-químicas.

Es muy común que la principal causa de todos estos problemas son partículas y micropartículas que circulan continuamente en el aceite y constituyen la fuente del desgaste. Estas micropartículas, si circulan libremente en el sistema, actúan como mezcla desgastante limando las superficies con las cuales entran en contacto arrastrándose en el flujo del aceite más contaminantes; el daño es considerable entre más sofisticados sean los componentes instalados. De aquí que sea necesario realizar periódicamente un mantenimiento preventivo que contemple las siguientes operaciones:

1.-Limpieza externa.-La limpieza de los elementos de la unidad didáctica deberá realizarse cada vez que se termine de utilizar el equipo, con el fin de poder detectar fugas en los elementos o en las conexiones.

Los elementos de la unidad de potencia deberán ser limpiados por lo menos una vez al mes a fin de localizar fugas.

2.-Revisar el filtro de aire.-La revisión deberá realizarse mensualmente o antes dependiendo del uso del equipo, y deberá sustituirse de ser necesario para evitar la contaminación del aceite por partículas suspendidas en el aire.

- 3.-Revisar el filtro de aceite.- la revisión debera realizarse mensualmente y debera sustituirse de acuerdo a las especificaciones del fabricante del filtro o antes si es necesario.
- 4.-revisar el nivel del aceite en el deposito el cual debera ser rellenado cada que se llegue al nivel mínimo.
- 5.-Controlar continuamente la temperatura del aceite a fin de evitar su degradación.
- 6.-Cambiar el aceite del depósito cada 2000 o 3000 horas de trabajo, dependiendo de la degradación del mismo.

de lo anterior se observa que los costos de mantenimiento dependeran de los costos del filtro de aceite, del filtro de aire y del aceite, así como del tipo de uso que se le de al tablero ya que éste determinará la frecuencia del remplazo de filtros y rellenado del depósito. El costo de los filtro y del aceite es el siguiente:

elemento	características	precio
filtro de aceite	10 micrones	260.00 N\$
filtro de aire	40 micrones STD	90.00 N\$
litro de aceite	150 - 225 SSU	7.50 N\$

Tabla 5.B

Es de suma importancia relizar un adecuado mantenimiento preventivo que mantenga en optimas condiciones el fluido de trabajo, evitandose así costosas reparaciones.

## COSTO DE LA CAPACITACION.

Si bien, el presente trabajo de tesis puede ayudar a comprender los principios fundamentales de la hidráulica de potencia, la persona encargada de operar el tablero didáctico deberá recibir una capacitación que le permita practicar el ensamble de diferentes circuitos, así como incrementar sus conocimientos teórico-prácticos sobre los diferentes elementos de la hidráulica de potencia, sus funciones y cuidados especiales, los cuales ayudarán a evitar el mal manejo del tablero, evitándose así costos excesivos de mantenimiento.

El curso, a su vez, permitirá observar las técnicas de enseñanza utilizadas actualmente, las cuales podrán ser aplicadas en la ENEP Aragón, con el fin de optimizar la transmisión de conocimientos.

Existen varias compañías que ofrecen cursos de capacitación en equipo hidráulico, pero no todas cuentan con programas de seminarios anuales y algunas de ellas sólo dan cursos a nivel industrial sobre equipo específico y a un número mínimo de participantes.

Una opción sería la de utilizar los servicios de capacitación de una empresa que cuente con un departamento especializado en la enseñanza de la hidráulica de potencia y con seminarios programados.

Como ejemplo, podría considerarse los servicios de una empresa alemana especializada en cursos de neumática, hidráulica y control, debido a que ésta ofrece descuentos de hasta el 50% a personal docente y tienen una programación anual de sus seminarios y sus precios, lo cual nos da la pauta para determinar el costo de la capacitación.

El costo de su curso H511-Introducción a la hidráulica es el siguiente:

H511	2630.00 NS + IVA
------	------------------

aplicano el descuento de 50% el costo de la capacitación es:

costo de capacitación	1315.00 NS + IVA
-----------------------	------------------

La segunda alternativa sería la de comprar el tablero a una compañía especializada en equipo hidráulico y/o didáctico.

El costo de ésta alternativa sería aproximadamente de:

41000.00 NS
-------------

Al costo anterior debemos agregarle el costo de mantenimiento y el costo de la capacitación de ser necesario.

Cabe mencionar que el tablero tendría características similares, más no iguales al del tablero propuesto ya que este tipo de compañías cuentan con modelos estandarizados.

La diferencia entre el tablero propuesto en esta tesis y el tablero comercial, es que el último cuenta con dos válvulas adicionales; una válvula de desaceleración y una de contrabalance, sin embargo este tipo de válvulas pueden ser

instaladas en el tablero propuesto, y aun así el costo sería menor al de la alternativa comercial.

Otra alternativa que se debe de considerar es la llamada alternativa "nula", es decir, ni comprar ni hacer nada. Este tipo de alternativa se toma cuando los beneficios no equiparan la inversión realizada; en nuestro caso, el proyecto no permitirá obtener beneficios monetarios a menos de que se imparta una serie de cursos a escuelas y/o industrias aledañas que permitieran a la E.N.E.P Aragón obtener ingresos y así recuperar la inversión.

Sin embargo, por tratarse de una institución pública, el objetivo principal es el de satisfacer las expectativas de la sociedad la cual espera que las universidades produzcan, por decirlo así, profesionistas capaces.

Si bien, el costo de no hacer nada no es fácil de cuantificar monetariamente, bien podría ser medido por el prestigio que la universidad tiene ante los ojos de los industriales, así como por el desarrollo económico del país, ya que este último tiene sus cimientos en las aulas universitarias.

# CAPITULO 6

## CONCLUSIONES

## 6 CONCLUSIONES.

La hidráulica de potencia es por hoy, una herramienta importante dentro del campo de la automatización industrial.

La electrónica, la hidráulica y la neumática principalmente, son áreas que deben desarrollarse ampliamente en nuestro país con el objeto de ser competitivos y poder afrontar los cambios que se están dando dentro de la industria; de aquí, que las instituciones educativas deban de proporcionar los conocimientos y los medios necesarios a los futuros profesionistas, para que estos no partan desde cero en ciertas áreas.

La Universidad Nacional Autónoma de México, conciente de su responsabilidad ante la sociedad, ha modificado sus planes de estudio con el objeto de producir mejores profesionistas, así por ejemplo, ha incluido dentro del área industrial materias como *electrónica industrial*, las cuales permiten al estudiante conocer los conceptos básicos sobre áreas "ajenas" a su especialidad, que sin embargo le permitieran afrontar ciertas situaciones en su vida profesional, de igual forma, se debe de permitir el acceso a talleres y cursos especiales a aquellos estudiantes, que sin pertenecer a áreas específicas, estén interesados.

La industria moderna exige la formación de grupos de trabajo interdisciplinarios, en los cuales cada uno de sus integrantes debe de conocer los conceptos básicos o por lo menos el lenguaje utilizado por los demás miembros, de tal forma que se haga más fácil la comunicación de ideas y conceptos.

El contar con un tablero para la enseñanza de la hidráulica de potencia permitirá tanto a los estudiantes de áreas afines como a los estudiantes interesados del área de electrónica, conocer los conceptos básicos de la hidráulica de potencia, de esta forma, el ingeniero mecánico podrá diseñar y mantener en operación sistemas hidráulicos, el ingeniero industrial podrá optimizar procesos industriales e incrementar la productividad mediante el diseño y aplicación de dispositivos hidráulicos y el ingeniero electrónico podrá conocer los actuadores hidráulicos, de tal forma que diseñe mejores sistemas de control.

Si bien el tablero fue diseñado para mostrar los principios básicos de la hidráulica de potencia, este puede dar la pauta para el desarrollo de proyectos más avanzados en donde se apliquen los conceptos de la hidráulica proporcional y de sofisticados sistemas de control como los controladores lógicos programables (PLC).

A manera de conclusión podemos decir que:

- 1.- La hidráulica de potencia juega un papel muy importante dentro del campo de la automatización de procesos industriales en donde se requieran grandes fuerzas y precisión en el control de la velocidad.
- 2.- La potencia fluida es un medio muy versátil para la transmisión de potencia y por sus características específicas, ofrece ciertas ventajas sobre otras tecnologías.
- 3.- Las instituciones de educación superior deben preocuparse por contar con los medios necesarios para la enseñanza de la hidráulica de potencia, entre otras áreas, con el fin de proporcionar a sus estudiantes las herramientas que les permitieran en un futuro, tomar las decisiones adecuadas en cuanto a la elección de la tecnología que ofrezca los mayores beneficios técnicos y económicos.
- 4.- Si bien, el costo del equipo hidráulico es elevado, el beneficio que de él se obtendrá es mayor, ya que ayudará a incrementar el nivel académico de los estudiantes, de la institución educativa y, por consiguiente del país.

# APENDICE A

ENEP ARAGON UNAM	TABLERO HIDRAULICO PROGRAMA PARA GRAFICAR EL COMPORTAMIENTO DEL DIAMETRO Y DEL NUMERO DE REYNOLDS	TESIS PROFESIONAL 1994
<pre> 4 SCREEN 3 5 VIEW (0,0)-(639,399),,1 10 CLS:KEY OFF 11 VIEW (30,65)-(400,180),,1 12 VIEW (30,153)-(400,180),,1 13 VIEW (25,60)-(405,185),,1 20 LOCATE 6,10:PRINT"1.-GRAFICAR VELOCIDAD - DIAMETRO" 30 LOCATE 7,10:PRINT"2.-GRAFICAR DIAMETRO - N. REYNOLDS" 40 LOCATE 8,10:PRINT"3.-GRAFICAR VELOCIDAD - N. REYNOLDS" 50 LOCATE 9,10:PRINT"4.-GRAFICAR VISCOSIDAD - N. REYNOLDS" 60 LOCATE 11,5:INPUT"OPCION=";O 70 ON O GOTO 80,185,285,385 75 END 80 VIEW (0,0)-(639,399),,1:CLS 90 SCREEN 3 100 VIEW (80,50)-(500,300),,1 110 LOCATE 20,11:INOUT"CAUDAL [GPM]=";Q 120 WINDOW (0,0)-(30,2) 130 DEF FNF(X)=SQRT(((Q*0.3208)/X)*4)/3.14159265) 140 FOR X=0.1 TO 30 STEP 0.1 150 PSET (X,FNF(X)),1 160 NEXT X 170 LOCATE 3,11:PRINT"2" 172 LOCATE 4,4:PRINT"D[pig]" 174 LOCATE 20,62:PRINT"30" 176 LOCATE 19,64:PRINT"Vel[ft/seg]" 177 LOCATE 21,11:INPUT"PARA UNA Vel[ft/seg]=";V 178 D=SQRT(((Q*0.3208)/V)*4)/3.14159265) 179 LOCATE 22,11:PRINT"DIAMETRO[pig]=";D </pre>		

ENEP ARAGON

UNAM

TABLERO HIDRAULICO

PROGRAMA PARA GRAFICAR EL COMPORTAMIENTO  
DEL DIAMETRO Y DEL NUMERO DE REYNOLDSTESIS  
PROFESIONAL  
1994

```

180 LOCATE 23,11:INPUT"OTRO CALCULO? SI=1 NO=2";S
182 ON S GOTO 5,75
185 VIEW (0,0)-(639,399),,1:CLS
200 VIEW (80,50)-(500,300),,1
210 LOCATE 20,11:INPUT"Vel [f1/seg]=";V
213 LOCATE 21,11:INPUT"VISCOSIDAD [Cs]=";C
215 V1=V*30.48*10
220 WINDOW (0,0)-(50.8,3000)
230 DEF FNF(X)=(V1*X)/C
240 FOR X=0.01 TO 50.8 STEP 0.1
250 PSET (X,FNF(X)),1
260 NEXT X
270 LOCATE 3,11:PRINT"3000"
272 LOCATE 4,8:PRINT"Nr"
273 LOCATE 20,62:PRINT"Z"
274 LOCATE 19,64:PRINT"D[plg]"
277 LOCATE 22,11:INPUT"PARA UN DIAMETRO DE [plg]=";D1
278 N=(V1*(D1*25.4))/C
279 LOCATE 23,11:PRINT"N.Reynolds=";N
280 LOCATE 24,11:INPUT"OTRO CALCULO? SI=1 NO=2";S
282 ON S GOTO 5,75
285 VIEW (0,0)-(639,399),,1:CLS
300 VIEW (80,50)-(500,300),,1
310 LOCATE 20,11:INPUT"DIAMETRO [plg]=";D2
313 LOCATE 21,11:INPUT"VISCOSIDAD [Cs]=";C
320 WINDOW (0,0)-(9144,3000)
330 DEF FNF(X)=(X*(D2*25.4))/C
340 FOR X=0.01 TO 9144 STEP 5
350 PSET (X,FNF(X)),1

```

ENEP ARAGON	TABLERO HIDRAULICO	TESIS
U N A M	PROGRAMA PARA GRAFICAR EL COMPORTAMIENTO DEL DIAMETRO Y DEL NUMERO DE REYNOLDS	PROFESIONAL 1994

```

360 NEXT X
370 LOCATE 3,11:PRINT"3000"
372 LOCATE 4,8:PRINT"Nr"
374 LOCATE 20,62:PRINT"30"
376 LOCATE 19,64:PRINT"Vel[ft/seg]"
377 LOCATE 22,11:INPUT"PARA UNA Vel. DE [ft/seg]=";V
378 N=((V*30.48*10)*(D2*25.4))/C
379 LOCATE 23,11:PRINT"N.Reynolds=";N
380 LOCATE 24,11:INPUT"OTRO CALCULO? SI=1 NO=2";S
382 ON S GOTO 5,75
385 VIEW (0,0)-(639,399),,1:CLS
400 VIEW (80,50)-(500,300),,1
410 LOCATE 20,11:INPUT"DIAMETRO[plg]=";D3
413 LOCATE 21,11:INPUT"VELOCIDAD[ft/seg]=";V
420 WINDOW (10,0)-(150,3000)
430 DEF FNF(X)=((V*30.48*10)*(D3*25.4))/X
440 FOR X=10 TO 150 STEP 0.5
450 PSET (X,FNF(X)),1
460 NEXT X
470 LOCATE 3,11:PRINT"3000"
472 LOCATE 4,8:PRINT"Nr"
474 LOCATE 20,62:PRINT"150"
476 LOCATE 19,64:PRINT"VISCOSIDAD"
477 LOCATE 22,11:INPUT"PARA UNA VISCOSIDAD DE [Cs]=";C
478 N=((V*30.48*10)*(D3*25.4))/C
479 LOCATE 23,11:PRINT"N.Reynolds=";N
480 LOCATE 8,24:PRINT"Viscosidad min: en la grafica = 10 Cs"
485 LOCATE 24,11:INPUT"OTRO CALCULO? SI=1 NO=2";S
486 ON S GOTO 5,75

```

## DEFINICION DE TERMINOS TECNICOS

**ACTUADOR.**-Dispositivo utilizado para convertir la energía hidráulica en energía mecánica

Actuador lineal.- Dispositivo que convierte la energía hidráulica en un movimiento lineal

Actuador rotatorio.-Dispositivo que convierte la energía hidráulica en un movimiento rotatorio

**BOMBA HIDRAULICA.**-Es el mecanismo capaz de convertir energía mecánica (de un motor eléctrico, de combustión interna, etc.) en energía hidráulica.

**CAIDA DE PRESION.**-Una diferencia en presión entre cualquiera de dos puntos de un sistema o de un componente.

**CALOR.**-La forma de energía que tiene la capacidad de crear calor o de aumentar la temperatura de una sustancia. Cualquier energía que es desperdiciada o usada por resistir la fricción, es convertida en calor. El calor es medido por calorías o por las unidades térmicas Británicas (BTU).

**CAMARA.**-Un compartimiento dentro de una unidad hidráulica

**CARRETE.**-Un término aplicado vagamente a casi cualquier parte móvil de forma cilíndrica de un componente hidráulico, el cual se mueve para dirigir el flujo a través de un componente.

**CARRERA.**-

1.-La longitud de la travesía de un pistón o un émbolo.

2.-El cambio de desplazamiento de una bomba o motor de desplazamiento variable.

**CAUDAL.**-Es el volumen de un líquido que fluye a través de un tubo en un tiempo definido, en la hidráulica el caudal se define con la letra  $Q$  y tiene por lo general unidades de galones por minuto (GPM) o litros por minuto (l/min).

**CAVITACION.**-Es un fenómeno producido por el aplastamiento súbito de burbujas de aire al pasar de una zona de baja presión a una de alta. En los sistemas hidráulicos de potencia la cavitación se localiza principalmente en bombas y válvulas.

**CEDULA DE LA TUBERIA.**-Es el grosor de la pared de la tubería. Los números de la cédula son especificados por el Instituto Nacional Americano de Estandares (ANSI) de 10 a 160. Los números abarcan 10 grosores de pared.

**CIRCUITO.**-Es un arreglo de componentes interconectados para desempeñar una función específica dentro de un sistema.

**CIRCUITO REGENERATIVO.**-Es un arreglo de la tubería para un cilindro tipo diferencial, en el cual el fluido descargado que viene del extremo del vástago se combina con el proveniente de la bomba para ser dirigido al extremo del pistón, produciéndose así, condiciones de fuerza y velocidad iguales para el avance y el retroceso.

**COMPRESIBILIDAD.**-Es el cambio de volumen de un fluido cuando es sometido a un cambio de presión.

**DEPOSITO.**-Es un recipiente para almacenar el fluido en un sistema de potencia fluida.

**DESCARGAR.**-Desalojar el flujo (normalmente hacia el depósito), para evitar contra presiones en el sistema o en parte del sistema.

**DESPLAZAMIENTO.**-Es la cantidad de fluido que puede pasar a través de una bomba, motor o cilindro en una sola revolución o carrera.

**DESPLAZAMIENTO POSITIVO.**-Es la característica de una bomba o motor que mantiene la entrada cerrada positivamente a la salida, para que el fluido no pueda recircular en el componente.

**DRENAJE.**-Es una línea que viene de un componente hidráulico, la cual regresa las fugas internas independientemente al depósito.

**ENERGIA.**-Es la habilidad o capacidad para realizar un trabajo.

**ENERGIA CINETICA.**-Es la capacidad que posee un cuerpo para realizar trabajo debido a su movimiento.

**ENERGIA POTENCIAL.**-Es la capacidad que posee un cuerpo de realizar trabajo por efecto del estado o posición en que se encuentra.

**FILTRO.**-Es un dispositivo cuya función es la de retener, por medios porosos, los contaminantes indisolubles en el fluido.

**FLUIDO.-**

1.-Es un líquido o un gas.

2.-Es un líquido utilizado para transmitir la potencia en un sistema hidráulico.

**FLUJO LAMINAR.**-Es aquel en que las partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias suaves en láminas o capas, con una capa deslizándose suavemente sobre otra adyacente.

**FLUJO TURBULENTO.**-Es aquel en que las partículas del fluido se mueven en trayectorias irregulares.

**INDICE DE VISCOSIDAD (VI).**-Nos indica la habilidad de un aceite para soportar cambios en su viscosidad debidos a los incrementos de temperatura.

**LINEA.**-Es un tubo, una cañería o una manguera que actúe como conductor de un fluido hidráulico.

**MICRON.**-Es la millonésima parte de un metro.

**MOTOR.**-Es un dispositivo que convierte la energía hidráulica de un fluido a energía mecánica.

**PRESION.**-Es la fuerza por unidad de área

**PRESION ABSOLUTA.**-Es la presión arriba del cero absoluto, por ejemplo, la suma de la presión manométrica mas la presión atmosférica.

**PRESION ATMOSFERICA.**-Es la presión ejercida por la atmósfera en cualquier localización específica.(la presión atmosférica a nivel del mar es de 14.7 psi)

**PRESION PILOTO.**-Es la presión auxiliar usada para actuar o controlar un componente hidráulico.

**SECUENCIA.-**

1.-Es ordenar una serie de operaciones o movimientos

2.-Es desviar flujo para llevar a cabo una operación o un movimiento subsecuente.

**TORSION.**-Es un esfuerzo torsional o de giro, de un motor de fluido, generalmente es expresado en libras-pulgadas, libras-pie.

**TRANSMISION HIDROSTATICA.**-Es en impulsor hidráulico en el cual una bomba de desplazamiento positivo y un motor, transfieren potencia rotatoria por medio de un flujo bajo presión.

**VACIO.**-Es una región donde la presión existente es menor a la presión atmosférica.

**VALVULA.**-Es un dispositivo que controla el fluido, la presión, la dirección o el caudal.

**VISCOSIDAD.**-Es una medida de la fricción interna en un fluido. Es la resistencia de un fluido a fluir.

# BIBLIOGRAFIA

**BIBLIOGRAFIA****1.- POWER HYDRAULICS**

Michael J. Pinches  
John G. Ashby  
Pretince Hall, 1989

**2.- POTENCIA FLUIDA Y SUS SISTEMAS DE CONTROL**

E. C. Fitch Jr.  
C.E.C.S.A., 1970

**3.- INDUSTRIAL HYDRAULICS**

John J. Pippenger  
Tyler G. Hicks  
Tercera edición  
McGraw Hill, 1979

**4.- MANUAL DE HIDRAULICA INDUSTRIAL**

Sperry-Vickers

**5.- HIDRAULICA**

D. Merkle  
B. Shrader  
M. Thomes  
Festo Didactic, 1989

**6.- DISEÑO Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS HIDRAULICOS**

Antonio Pedroza V.  
Festo Didactic

**7.- MODERN HYDRAULICS**

William Wolansky  
Arthur Akers  
Merrill publishing company, 1989

**8.- FLUID-POWER CONTROLS**

John J. Pippenger  
McGraw Hill

**9.- HIDRAULICA PRACTICA**

George Altland  
Sperry-Vickers, 1971

**10.-PUMP'S HANDBOOK**

Parker

Fluid power pump division

**11.-MECANISMOS HIDRAULICOS**

P. Egea

Editorial Pegasus

**12.-MECANICA DE LOS FLUIDOS**

Victor L. Streeter

E. B. Wylie

Octava edición

McGraw Hill, 1992

**13.-HYDRAULICS PUMPS AND MOTORS**

Lamberg, R. P.

Marcel Dekker, New York, 1983

**14.-FISICA UNIVERSITARIA**

Sears

Semanaky

Young

Sexta edición

SITESA, Addison Wesley, 1986